

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

DIPLOMOVÁ PRÁCE

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Lineární motor pro pohon osy x
Linear Motor for X-axis Drive

Student: Bc. Lukáš Vondra
Vedoucí diplomové práce: Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

Ostrava 2011

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Lukáš Vondra

Adresa trvalého pobytu autora práce: Pod Skalkou 19, Přerov – Předmostí, 751 24

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Vondra, L. *Lineární motor pro pohon osy x*. Ostrava: Katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2011, 69 s.
Diplomová práce, vedoucí Učeň, O.

Diplomová práce se zabývá návrhem pohonu pro osu x brousícího stroje na žulovém základě – ložeti. V úvodu je provedena rešerše na aktuální stav techniky lineárních motorů. Následně jsou rozebrány možnosti aplikace zástavby do granitové konstrukce stroje. V práci jsou uvedeny potřebné výpočty působících sil na soustavu a na základě těchto výpočtů je zvolena velikost pohonu. Na zvolenou velikost jsou navrženy konstrukční díly, které jsou překontrolovány výpočty. Jako další byly provedeny návrhy odměřovacího systému, chlazení motorových částí, pevných dorazů a v poslední řadě i návrh plánu údržby.

Klíčová slova: Lineární motor, Žula/Granit, Lože, Bruska, Broušení, Odměřování, Chlazení, Údržba

ANNOTATION OF MASTER THESIS

Vondra, L. *Linear Motor for X-axis Drive*. Ostrava: Department of Production Machines and Design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2011, 69 p. Master thesis, head Učeň, O.

Master thesis describes the design of the drive by linear motor for the x-axis of grinding machines on the granite - bed. Search on the current of state of art linear motors is performed in the introduction. Analysis of application possibilities in the granite buildings of the machine is done then. The thesis there are listed the necessary calculations of forces acting on the system, and on the basis of these calculations is the size of the selected drive. On the selected size motors are designed components that are checked by calculations. Like others in this work were made proposals measuring system, cooling products for motor parts, hard stops and the last number of the draft maintenance plan.

Key words: linear motor, Granite, Bed, Grinding machine, Grinding, Measuring, Refrigeration, Maintenance

Obsah

Seznam použitých zkratk a symbolů.....	1
1 Úvod.....	4
2 Analýza problematiky	5
2.1 Granit a jeho využití v obráběcích strojích	8
2.2 Lineární motor – popis, principy, typy, aktuální stav	10
2.3 Shrnutí a výběr typu lineárního motoru.....	15
3 Analýza konstrukčního uspořádání.....	19
3.1 Výběr konstrukční varianty	23
3.2 Stanovení velikosti lineárního motoru.....	24
3.2.1 Výpočet sil soustavy.....	25
3.2.2 Volba velikosti lineárního motoru.....	29
4 Návrh vybrané konstrukce a konstrukčních dílů.....	35
4.1 Kontrola navržených svarů.....	38
4.2 Kontrola šroubů.....	41
5 Návrh odměřování.....	49
5.1 Řízení lineárních motorů	49
5.2 Volba odměřovacího systému	49
6 Návrh chlazení lineárního motoru.....	55
7 Návrh koncových dorazů při selhání.....	58
8 Návrh plánu údržby	61
9 Závěr.....	63
Seznam použité literatury	65
Seznam příloh	69

Seznam použitých zkratk a symbolů

a	zrychlení	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$
a_{sv}	výška svaru	$[\text{mm}]$
a_x	zrychlení v ose x	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-2}]$
CAD	Computer Aided Design	
cca	přibližně	
č.	číslo	
D	průměr nástroje - brousícího kotouče	$[\text{m}]$
D_d	průměr díry pro šroub	$[\text{mm}]$
D_s	průměr hlavy šroubu	$[\text{mm}]$
d_2	střední průměr závitu šroubu	$[\text{mm}]$
d_3	malý průměr závitu šroubu	$[\text{mm}]$
E_k	celková kinetická energie na jeden doraz	$[\text{J}]$
E_{k1}	kinetická energie stolové části při určité rychlosti	$[\text{J}]$
E_{k2}	kinetická energie při maximální síle motoru na určité dráze	$[\text{J}]$
F	síla	$[\text{N}]$
F_D	dynamická síla k urychlení hmoty stolu	$[\text{N}]$
f_m	součinitel smykové tření mezi šroubem a ocelí	$[1]$
F_{max}	maximální tažná síla obou motorů	$[\text{N}]$
F_N	normálová síla	$[\text{N}]$
f_N	součinitel tření	$[1]$
F_o	osová síla na jeden šroub	$[\text{N}]$
F_P	síla všech odporů proti pohybu	$[\text{N}]$
F_T	třecí síla	$[\text{N}]$
F_{T1}	třecí síla mezi držákem sekundárních dílů a ložetem	$[\text{N}]$
F_{T2}	třecí síla mezi držákem sekundárních dílů a ložetem	$[\text{N}]$
F_V	výsledná potřebná síla pro možnost zrychlení	$[\text{N}]$

F_x	složka působící ve směru posuvu obrobku	[N]
F_y	složka působící v ose rotace nástroje	[N]
F_z	tangenciální řezná složka ve směru hlavního řezného pohybu	[N]
f_z	tření v závitech šroubu	[1]
h	hloubka odbrušované vrstvy materiálu	[mm]
HSC	High Speed Cutting	
h_{sv}	délka svaru	[mm]
i	počet šroubů	[1]
k	bezpečnost proti „prokluzu“	[1]
k_s	statická bezpečnost	[1]
l	maximální délka držáku po roztažení	[mm]
l_r	rameno působení síly	[mm]
l_0	počáteční délka držáku	[mm]
m	hmotnost	[kg]
m_c	hmotnost celku (stolu, desky stolu, upínacího přípravku, atd.)	[kg]
M_k	krouticí moment od utažení šroubu	[Nmm]
M_o	ohybový moment	[Nmm]
M_u	utahovací moment	[Nmm]
M_{TM}	třecí moment pod hlavou šroubu	[Nmm]
M_{TZ}	třecí moment v závitu	[Nmm]
n	otáčky vřetene – nástroje	[min ⁻¹]
Obr.	obrázek	
p	měrný řezný odpor	[MPa]
P	stoupání závitu šroubu	[mm]
R_e	mez kluzu	[MPa]
S	plocha průřezu třísky	[mm ²]
s_D	dráha do zastavení	[m]
S_p	průřez závitu	[mm ²]
s_0	příčný posuv	[mm/zdvih]

tzv.	takzvaně	
v_k	obvodová rychlost brusného kotouče	[m·s ⁻¹]
v_s	rychlost pracovního stolu brusky	[m·min ⁻¹]
W_k	průřezový modul v krutu	[mm ³]
$W_{O,SV}$	průřezový modul v ohybu	[mm ³]
α	úhel profilu závitu šroubu	[deg]
α_l	teplotní součinitel délkové roztažnosti	[10 ⁻⁶ ·K ⁻¹]
Δt	rozdíl teplot	[°K]
μ	koeficient tření	[1]
σ_{red}	redukované napětí	[MPa]
σ_t	tahové napětí	[MPa]
τ	napětí v krutu	[MPa]
τ_D	dovolené smykové napětí	[MPa]
τ_M	smykové napětí od momentu	[MPa]
τ_{red}	redukované napětí	[MPa]
τ_s	smykové napětí	[MPa]
σ_D	dovolené tahové napětí	[MPa]

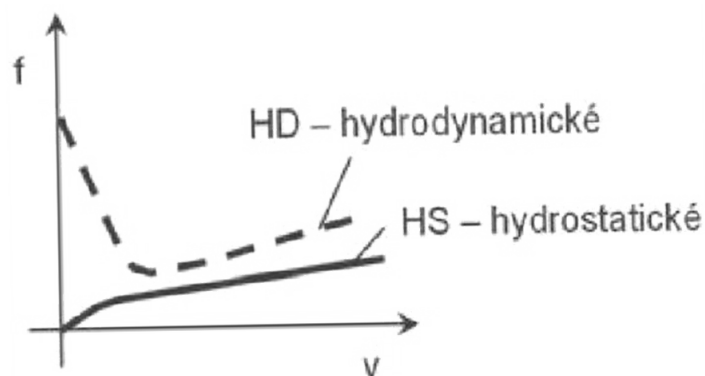
1 Úvod

Obráběcí stroje jsou bezpochyby jedny z nejdůležitějších v průmyslovém sektoru, jsou základní výrobní jednotkou, od které se pak odvíjejí další produkty. Při konstrukci obráběcích strojů tvoříme něco, co bude dále vytvářet další součásti pro různá zařízení nebo stroje. Hnacímotorem konstruktéra obráběcích strojů je tedy to, že díky jeho myšlenkám může někdo další vytvořit výsledný produkt.

Aby vznikl konečný produkt v co největší kvalitě, je nutné navrhnout optimální konstrukci vzhledem k účelu stroje. V tomto ohledu je důležité uvědomit si potřeby zákazníka. Pokud navrhne stroj, který bude buďto moc drahý, nebo třeba málo přesný (tedy málo tuhý) apod., zákazníka nenalákáme a půjde ke konkurenci. Proto je v dnešní době nejdůležitější správně odhadnout, co zákazník bude potřebovat a žádat. Tady je vhodné udělat marketingový průzkum trhu, kterým se zabývá marketingové, případně obchodní oddělení, a až následně začít s upřesněnou konstrukcí. Druhou alternativou je postavit stroj přímo podle požadavků zákazníka. Lze hovořit buďto o stavbě „univerzálního“ stroje se specifickými požadavky, nebo o stavbě tzv. „jednoúčelového“ stroje. To se zejména děje, pokud chce zákazník využít nové technologie, které neodpovídají aktuální nabídce strojů na trhu.

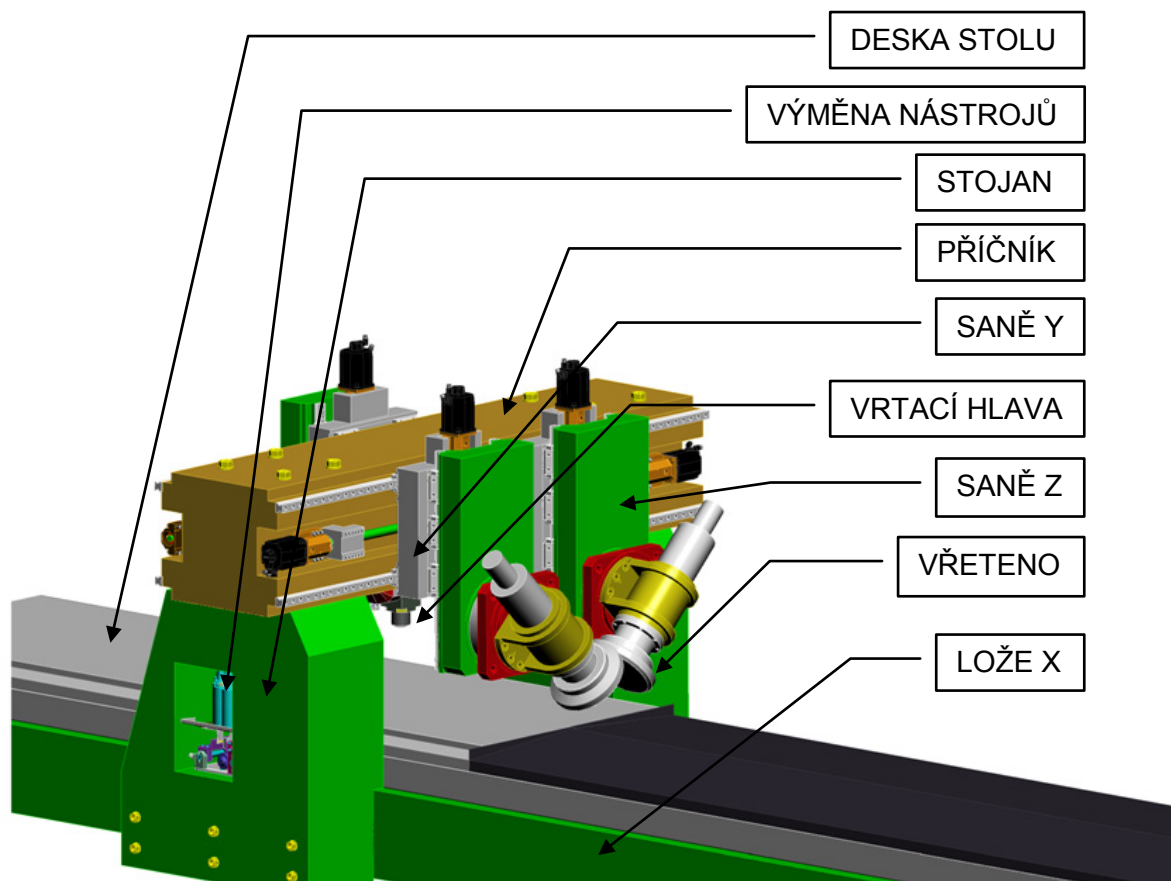
Tato diplomová práce je věnována variantě, kdy zákazník má specifické požadavky a potřebu nechat si postavit stroj na zakázku. V tomto případě jde o stavbu stroje – brusky na základě požadavků zákazníka. Stroj bude postaven primárně za účelem broušení a vyvrtávání keramických pinol o různých velikostech. Předpokládá se však i jeho částečné využití pro další účely. V práci se zabývám problematikou pohonu lineárním motorem. Jedná se o technologii ještě poměrně novou a ne zcela běžnou.

Význam mé práce spočívá v prozkoumání této problematiky a zjištění možností využití, silných a slabých stránek apod. Je pro mě přínosem, že projekt bude realizován a budu tak mít zpětnou vazbu. Postupně by měla vzniknout řešerše, poté zhodnocení a výběr konstrukční varianty, kterou následně rozpracuji ve výkresovou dokumentaci, která bude podložena potřebnými výpočty. Cílem je navrhnout co nejjednodušší a přitom efektivní zástavbu lineárního motoru, která bude splňovat základní požadavky.



Obr. 3.2 Závislost součinitele tření na rychlosti [4]

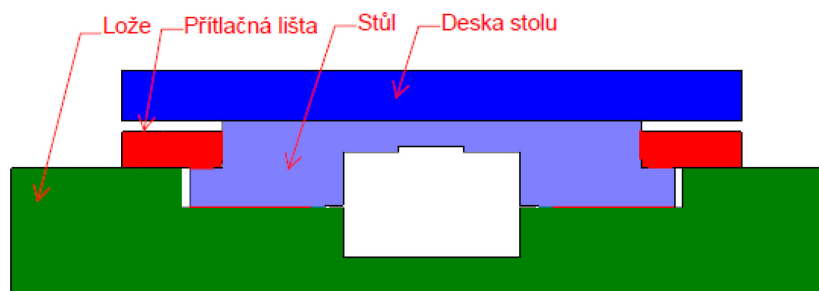
Pohon stolu bude zajišťovat lineární motor dle návrhu této diplomové práce. Tepelné vyzařování lineárních motorů bude potlačováno především oběhovým kapalinovým chlazením motorů a zároveň použitím přírodního materiálu granitu. Dále bude stroj umístěn v klimatizované místnosti, kde je udržovaná celoročně stálá teplota 20 [°C]. Tato skutečnost pozitivně ovlivní i přesnost stroje. Na stole bude umístěn upínací přípravek dle velikosti pinoly. Na portál (příčník) se připevní dvoje posuvné Y saně (pravé a levé), na kterých budou zavěšeny vřeteníky. Tyto vřeteníky (saně Z) budou mít šikmo ustavená brousící vřetena s možností ručně nastavit úhel v rozmezí několika stupňů dle potřeby. Na druhé straně příčníku bude umístěna vyvrtávací hlava pro vyvrtání děr v keramické pinole.



Obr. 3.3 Konceptní návrh stroje

Tato práce se bude především věnovat návržení vhodné zástavby lineárního motoru do „x-ové“ části stroje, tak aby splňovala všechny nutné požadavky. Z návrhu zástavby lineárního motoru dále rozpracuji ložovou část do výkresové podoby a jednotlivé hlavní díly týkající se přímé zástavby motoru. Stolová část ovšem nebude přímo řešena v této práci (bude pouze ovlivněna zvolenou zástavbou motoru), i když se zde z důvodu názornosti vyskytovat může, ale pouze ve zjednodušené podobě. Ve výkresech se tak může objevit i stolová část, kterou pouze převezmu.

Z výrobních a technologických možností byla odsouhlasena a zvolena koncepce „x-ové“ části, viz následující obrázek, který je zároveň zadáním pro tuto práci.



Obr. 3.4 Zadané schéma koncepce osy x

2.1 Granit a jeho využití v obráběcích strojích

V dnešní době dosahují obráběcí stroje vysokých hodnot rychloposuvů a zrychlení se pohybují v hodnotách násobků gravitačního zrychlení. Rostoucím výkonovým a dynamickým parametrům obráběcích strojů se musí přizpůsobit i konstrukce jejich nosných částí, tedy loží a rámů. Konvenční materiály na výrobu rámů, jako litina a ocel, dobře splňují požadavky, jako jsou tuhost a pevnost, bohužel se však vyznačují poměrně nízkým vlastním tlumením. Jednou z možností, jak dosáhnout lepších parametrů tlumení loží a rámu strojů, se ukázalo využití granitu nebo betonu. Granitové bloky jsou těžené z oblasti jižní Afriky, někdy je proto granit nazýván také Granit Afrika. [7]



Obr. 3.5 Ukázka těžby granitu z Afriky [16]

Tyto „polotovary“ jsou následně rozřezány na požadované rozměry, a funkční plochy jsou poté velmi přesně obrobeny. Jedinou nevýhodou použití tohoto materiálu je skutečnost, že všechny závitové díry musí být předvrtány a následně do nich vlepeny kovové vložky.



Obr. 3.6 Závitové vložky vlepeny do granitu [16]

Důvodem použití granitu je jeho vysoká tvarová stabilita, vysoká tuhost, velmi nízký součinitel tepelné vodivosti, nízký součinitel teplotní roztažnosti, vysoká odolnost proti opotřebení. Díky těmto vlastnostem se v poslední době granit při konstrukci obráběcích strojů používá stále častěji. Tento materiál je masivně používán u přesných souřadnicových měřicích strojů a speciálních, vysoce přesných obráběcích strojů. U měřicích strojů bývají často velmi jemně a přesně opracovány vnější vodící plochy granitu pro aerostatické vedení využívané ve vedeních stroje. Použití granitu v konstrukci rámců obráběcích strojů přispívá ke zlepšení jejich statických a dynamických vlastností. [7]

Přínosy, v porovnání se stroji s klasickou konstrukcí rámců z oceli či litiny, lze shrnout do těchto bodů [7]:

- vyšší tuhost stroje, nižší požadavky na kvalitu základu, na nějž je stroj ustavován a možné ustavení bez nutnosti kotvení stroje do základu;
- vyšší vlastní tlumení stroje a celkové snížení úrovně chvění stroje přispívá ke zlepšení kvality obráběného povrchu, a nakonec ke snížení hluku;
- stabilita geometrické přesnosti stroje při nekonstantní teplotě okolí a rychlejší teplotní stabilizace stroje po uvedení do chodu.

V oblasti loží a rámců z granitu působí na trhu speciální firmy, jež tyto nosné struktury pro výrobce obráběcích strojů vyrábějí - jedná se např. o firmy Microplan Group, Egbert Reitz Natursteintechnik, JFA CNC, East Star, nebo o samotné výrobce strojů jako Bautz, ELB, Präwema, Buderus, Hemburg, a jiní. [7]

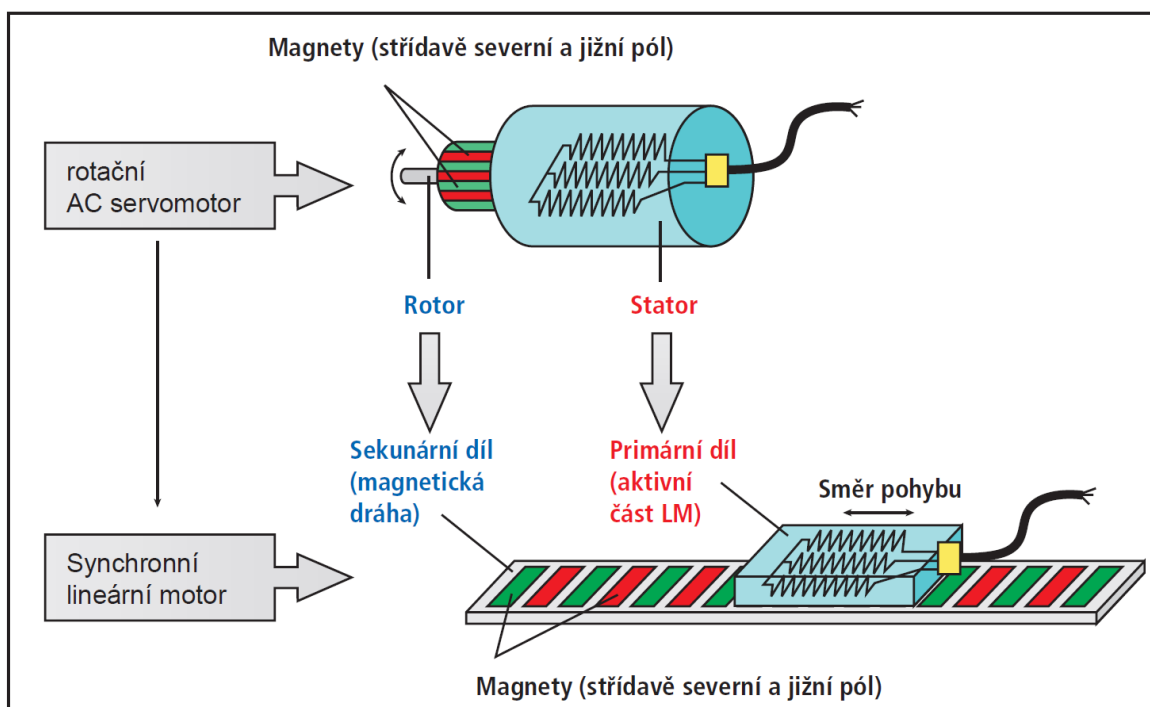
Tabulka 3.1 Porovnání fyzikálních hodnot granitu a polymerbetonu vůči konvenčním materiálům [16]

Standard characteristic	Natural hard stone	Steel	Cast Iron	Polymer concrete
Density [kg/dm ³]	2,8	7,85	7,15	2,1-2,4
Bending strength [N/mm ²]	10-12	290	290	25-35
Compressive strenght [N/mm ²]	<250	260-1200	720-1150	100-180
Linear expansion [W/(m°K)]	5-7,5	12	10	12-20
Thermal conductivity [W/(m°K)]	3	50	50	1,3-2,0
Specific heat capacity [J/kg°K]	845	500	500	900-1100
E-module [kN/mm ²]	50-90	210	88-113	30-40

2.2 Lineární motor – popis, principy, typy, aktuální stav

Základním principem, na němž jsou elektromagnetické motory založeny, je vzájemné silové působení elektromagnetických polí vytvářených permanentními magnety a vinutími, kterými protéká proud. Hnací sílu mezi nimi popisuje Lorentzův zákon síly. [2]

Princip lineárního motoru tedy spočívá na elektromagnetickém principu, stejně jako klasický elektromotor má stator a rotor, které jsou u lineárních motorů označovány jako primární a sekundární část. Pokud si představíme kruhový rotor a na něm střídavě uloženy jednotlivé póly (severní a jižní) z permanentních magnetů, pak u lineárních motorů jsou to ve své podstatě vedle sebe střídavě položeny desky pólů magnetů, ale v rovině. Statorová část je pak vinutí motoru, které je u klasických elektromotorů tvořeno kolem rotorové části, u lineárních motorů prakticky kopíruje tvar rovné desky. Vše je znázorněno na obrázku:



Obr. 3.7 Princip lineárních motorů [1]

Přivedením elektrického proudu do primární části vznikne magnetické pole mezi oběma částmi (primární a sekundární) a dojde tak k relativnímu pohybu mezi těmito částmi. Dle konstrukce je určeno, která část bude mít daný ten stupeň volnosti, který umožní pohyb v žádaném směru. Zjednodušeně řečeno, velikostí proudu řídíme sílu, tedy zrychlení i rychlost. Veškeré řízení lineárních motorů je umožněno díky výkonové elektronice, respektive číslicovým regulátorům. Tak mohl vzniknout další vývoj v této oblasti a rozšířit se z laboratorních podmínek až do provozu. Díky tomu můžeme hovořit o další alternativě realizování lineárního pohybu v praxi. [1]

Lineární pohyb je nejčastěji se vyskytující případ při návrhu pohonů v obráběcích strojích. Velký rozvoj výroby a aplikace lineárních motorů proběhl v minulém desetiletí, a to i přesto, že principy jejich konstrukce sahají k době vývoje rotačních strojů. Dříve se v této oblasti realizovaly pouze prototypy, technické speciality či se pouze zadávaly patenty. Hlavními důvody tohoto pozdního vývoje jsou nejprve ekonomika a následně technické problémy a řízení. [3, 6]

Lineární motory umožňují vysokou dynamiku pohybu, plynulost a přesnost. Již se nemusí řešit převodové mechanismy a podobně, což však může být částečně i nevýhodou. Nevýhodou proto, že převodem jsme si mohli pomoci ke zvýšení hnací síly, či momentu. V tomto případě to však možné není. Další obrovskou výhodou je, že mezi hnacím a hnaným členem nevzniká žádná mechanická vůle, nevznikají vibrace a lze přesněji polohovat na danou pozici, která je stanovena v rámci přesnosti odměřovacím systémem. Lineární motor může být sestavován, respektive jedna z jeho částí, do libovolné délky „tratě“, aniž by ztrácel svou sílu, rychlost nebo přesnost. Nejrozšířenější je pak uspořádání, kdy sekundární díly tvoří dráhu a primární díl nebo díly jezdce. Jako o nevýhodě můžeme mluvit o hřejících se částech lineárního motoru, což je dáno ohmickými ztrátami ve vinutí a ztrátami způsobenými vířivými proudy v magnetickém obvodu. [1, 3]

Z hlediska konstrukce lineárních motorů pak existují tyto varianty [1]:

- Synchronní
- Asynchronní
- Krokové
- Reluktanční
- Stejnosměrné
- S komutátorem

Jak už jsem zmínil, ke zvětšení potřebné hnací síly si nelze pomoci převodem, často se proto setkáváme se zdvojenými, případně i více elektricky propojenými primárními částmi. Ty mohou být řízeny buďto z jednoho napájecího zdroje (měniče) a jedním odměřováním, nebo každá primární část může mít svůj vlastní měnič a odměřování, čímž se stanou na sobě elektricky nezávislé. Nevýhodou první varianty je nutnost přesného ustavení motorů vůči sobě a sekundární dráze. Je nutné, aby byla zajištěna kvalitní regulační smyčka s vysokým K_v , kde K_v je proporcionální zesílení polohové smyčky [1/s]. Polohová regulace u obráběcích strojů se musí chovat zásadně aperiodicky. Systém odměřování musí být u lineárních motorů na lepší úrovni než u

pohonu s kuličkovým šroubem, tedy je potřeba pravítko s co nejmenším krokem a ideálně absolutním odměřováním, hlavně kvůli výpadku motorů ze synchronismu. [4, 5]

Sám o sobě je lineární motor nefunkčním celkem, protože pokud ho nedáme do potřebné zástavby a do vedení, nemá možnost správně fungovat. Velmi důležité je uspořádání motoru v konstrukci stroje, jelikož působení sil mezi primární a sekundární částí se přenáší i do konstrukce stroje, především pak do vedení, které má umožňovat hladký pohyb v daném směru. Proto je velmi výhodné „zdvojit“ tyto motory tak, abychom vyrušili přitažlivě působící síly. Nevýhodou je, že musíme mít dvě sekundární části a dvě primární části, čímž narůstá celková cena pohonu.

Většinou se lineární motory používají tam, kde jiné typy (kuličkový šroub, hřeben s pastorkem atd.) pohonů již nevyhovují. Především se jedná o dynamické aplikace u obráběcích center, zvláště kvůli tzv. HSC – High Speed Cutting neboli vysokorychlostnímu obrábění. U brousících strojů je základem především přesnost, kterou ovlivňuje konstrukce stroje jako celku, tedy tuhost jednotlivých komponentů a hlavně přesnost polohování, tedy pohonů. Zde je důležité si uvědomit, jakou koncepci stroje zvolit, abychom dosáhli předepsaných parametrů. [4]

Shrnutí důvodů pro využití lineárních motorů:

- Přesnost až $1\mu\text{m}$ ($0,001\text{ [mm]}$)
- Opakovatelnost až $1\mu\text{m}$ ($0,001\text{ [mm]}$)
- Dynamika – zrychlení, rychlost
- Jednoduchá konstrukce zástavbových dílů
- „Nekonečná“ délka pojezdu bez nepříznivých vlivů
- Žádné mechanické opotřebení
- Žádné mechanické ztráty
- Bezúdržbovost samotného motoru
- Dlouhá životnost

Dnešní dosahované parametry lineárních motorů [9]:

- posuvná síla jedné primární části až 17.500 [N]
- výkon až 50 [kW]
- max. rychlost 45 [m/s]
- zrychlení $600\text{ [m/s}^2\text{]}$
- přesnost až $1\text{ [}\mu\text{m]}$
- opakovatelnost až $1\text{ [}\mu\text{m]}$
- délka 100 [m] i více

Při konstrukci s kuličkovými šrouby je kladena větší výrobní náročnost na nezbytné komponenty. Jako příklady náročnosti lze uvést řešení uložení ložisek a jejich případné výměny po skončení životnosti, teplotní roztažnosti samotného šroubu a její vliv na uložení, přívodů mazání do ložisek i do matice kuličkového šroubu, přesnosti ustavení motoru a spojky apod. Tyto všechny problémy při použití lineárního motoru odpadají a konstrukce se tak stává nejen jednodušší, ale i přesnější.

Požadavky nutné na zástavbu lineárních motorů:

- Chlazení, jejich přívody
- Přívod „silových“ vodičů na primární část závislý na konstrukci
- Dokonalé zakrytí proti vniknutí nečistot
- Tuhost nosných prvků kvůli přitažlivým silám mezi primární a sekundární částí (případně vhodná konstrukční zástavba pro vyrušení sil)

Přehled výrobců lineárních motorů:

- Siemens
- Bosch-Rexroth
- Vues
- Fanuc
- SEW-EURODRIVE
- Hiwin
- Atd.

3-fázové synchronní lineární motory

Primární části těchto motorů mohou být buď z feromagnetických materiálů, nebo bez feromagnetických materiálů. U prvních jmenovaných je vinutí rozložené v primární části, která je tvořena z materiálů, které reagují na permanentní magnety obsažené v sekundární části. Přitažlivé síly mezi nimi mohou dosahovat dokonce i trojnásobku tažné síly motorů.

V lineárních motorech s primární částí bez feromagnetických materiálů jsou cívky uloženy v nemagnetickém nosiči. Toto řešení je dalším krokem ve vývoji synchronních lineárních motorů a nabízí prakticky stejné výhody jako jakýkoliv lineární přímý pohon a navíc jsou schopny eliminovat některé z jejich negativních vlastností. Výhodou je tedy prakticky nulová přitažlivá síla mezi primární a sekundární částí a z toho plynoucí hladký netrhaný pohyb. Výhodou je dále vysoká dynamika pohonu s přesným polohováním bez pulsace tažné síly a tedy i bez překmitů. Tyto motory mají velkou účinnost, a proto i menší

provozní náklady. Nevýhodou jsou u těchto motorů malé tažné síly pro malé hmotnosti (zatížení) a malé přípustné trvalé zatížení z důvodu horšího odvodu tepla. Využití je proto možné především u aplikací náročných na rychlost posuvu, zrychlení a přesnost. Dosahují sil až 500 [N] a zrychlení desetinásobku gravitačního zrychlení. [3, 6]

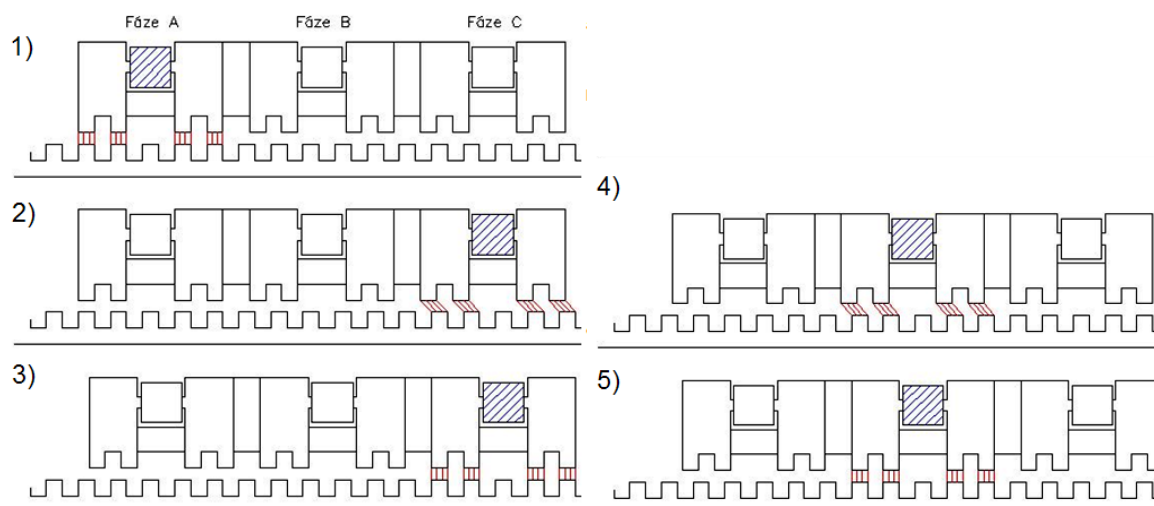
Asynchronní lineární motory

Pracují na principu asynchronního stroje, vyznačují se jednodušším a levnějším sekundárním dílem, který má buďto vinutí uložené do drážek, nebo hliníkový či měděný pás připevněný na ocelové podložce. Výhodou je i možnost napájení ze standardní rozvodné sítě bez nutnosti použití měniče kmitočtu. Používají se především pro nenáročné aplikace jako dopravníky, manipulátory, podavače, posuv dveří, závor apod. Tyto motory se vyznačují malou posuvovou silou v řádech stovek newtonů. [6]

Krokový lineární motor

Následující obrázek č. 3.8 znázorňuje funkční princip třífázového krokového motoru. Obrázek je zjednodušen oproti skutečnosti tím, že každá fáze má pouze jeden elektromagnet a nižší počet zubů.

Inicializační krok pohybu vybudí *fázi A* a tím dojde k zarovnání zubů mezi primární a sekundární částí. Řídicí jednotka poté vyšle impuls do *fáze B* nebo do *fáze C* s ohledem na požadovaný směr pohybu. V uvedeném případě uvažujeme pohyb jezdce doprava, proto řídicí jednotka vyšle impuls do *fáze C* – viz krok 2. Magnetické síly způsobí zarovnání zubů mezi primární a sekundární částí s minimální vzduchovou mezerou, tedy s minimálním magnetickým odporem - viz krok 3. V dalším kroku je sepnuta *fáze B* a dochází ke stejnému ději, jaký byl popsán u kroku 2 (*fáze C*), zobrazuje krok 4 a 5. Pro plynulý pohyb doprava je tedy posloupnost impulsů do fází následující: *A - C - B, A - C - B*, atd. [8]



Obr. 3.8 Princip třífázového lineárního krokového motoru [8]

Reluktanční

Dalším vývojovým typem lineárních motorů jsou motory, které mají vinutí i permanentní magnety pouze v primárním dílu. Sekundární díl motoru je tvořen pouze feromagnetickým materiálem a tím se stává levnější než verze s magnety. Tažná síla motoru je vytvářena pomocí jevu zvaného magnetická reluktance (odpor). Motor se dostává do pohybu tím, že se snaží vzniklou reluktanci minimalizovat. Tento typ motoru snižuje náklady a zjednodušuje montáž a údržbu pohonu. [10, 14]

U Siemensu dosáhli následujících parametrů u řady motorů 1FN6. Maximální tažná síla největšího motoru tohoto typu je 8800 [N] a největší možná dosahovaná rychlost u menších motorů je pak až 9 [m/s]. Nevýhodou jsou větší rozměry primárního dílu oproti lineárním synchronním motorům řady 1FN3. Chlazení těchto motorů je řešeno pouze okolním vzduchem. Uplatnění naleznou zejména u dlouhých pojezdů, jako je manipulace s materiálem apod. [14]

Dle Siemensu jsou motory tohoto typu vhodné pro použití v provozech s velkým množstvím železného odpadu, protože jej nepřitahuje sekundární část motoru bez magnetů. [15]



Obr. 3.9 Lineární motor řady 1FN6 Siemens [15]

Další typy lineárních elektromotorů jsou pak různými kombinacemi principů, které jsou popsány výše, a dalších konstrukčních principů převzatých z klasických rotačních elektromotorů, tudíž je dále rozepisovat nebudu.

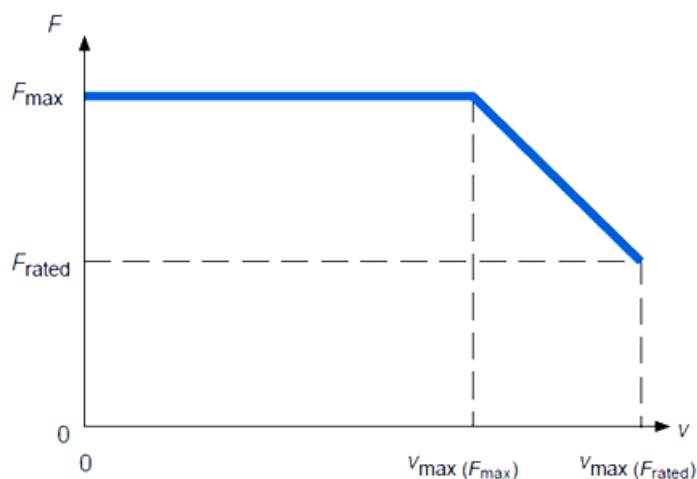
2.3 Shrnutí a výběr typu lineárního motoru

Využití granitu společně s lineárním motorem je výhodné, především z důvodu malého přenosu tepla do základu. Dále v kombinaci s hydrostatickým vedením by měl být zaručen výsledek, který bezpochyby uspokojí zákazníka a bude splňovat jeho požadavky.

Pro aplikaci na obráběcí stroje se nejvíce hodí motor typu synchronního s feromagnetickými částmi v primárním dílu s ohledem na síly, které jsou tyto motory schopny vyvinout. Pokud bychom uvažovali o menším obráběcím stroji, byla by nejspíše nejlepší varianta použití tzv. reluktančního lineárního motoru, kde bychom docílili nižších pořizovacích nákladů. Důležitou otázkou, kterou je třeba se zabývat, je chlazení motoru, protože teplo vycházející z motoru by mohlo ovlivňovat základní rám stroje. Protože tento typ motoru je chlazen primárně okolním vzduchem, nemusel bych se zabývat návrhem chladicího agregátu. V tomto případě bude však motor kryt měchy, které sníží odvod tepla, a proto bude třeba využít chladicí kapalinu. Dále je také třeba zdůvodnit použití tohoto typu motoru a to zejména kvůli pořizovacím nákladům, kdy např. použití kuličkového šroubu by vyšlo levněji.

Lineárním motorům nedělají problém dynamické procesy se širokým spektrem zatížení. Podobně jako u servomotorů je možnost je využívat v různých režimech provozu, jako jsou režimy S1, S2, nebo S3. Režim S1 je vlastně trvalé zatížení s konstantní zátěží a konstantní rychlostí. Kdežto S3 je víceméně špičkové zatížení dynamického charakteru. Motor je totiž možno přetěžovat větším proudem než je jmenovitý, pouze ale takovým, aby střední hodnota efektivního proudu nepřekročila hodnotu jmenovitou pro zátěž S1. [6]

Následující diagram ukazuje průběh síly na rychlosti, je z něj patrné, že maximální sílu motoru je možné již využít při nulové rychlosti. Dále je průběh síly konstantní a snižuje se až v případě překročení určité rychlosti. Poté se síla snižuje lineárně až po maximálně možnou dosahovanou rychlost na jmenovitou hodnotu síly.



Obr. 3.10 Charakteristika průběhu sil motorů 1FN3 Siemens [17]

V případě brusky keramických pinol nám jde především o rovnoměrný „netrhaný“ pohyb, to je v tomto případě hlavním důvodem použití lineárního motoru. Dalším faktem je, že při hydrostatickém vedení se stolní část vždy „nadzvedne“ (pár setin milimetru

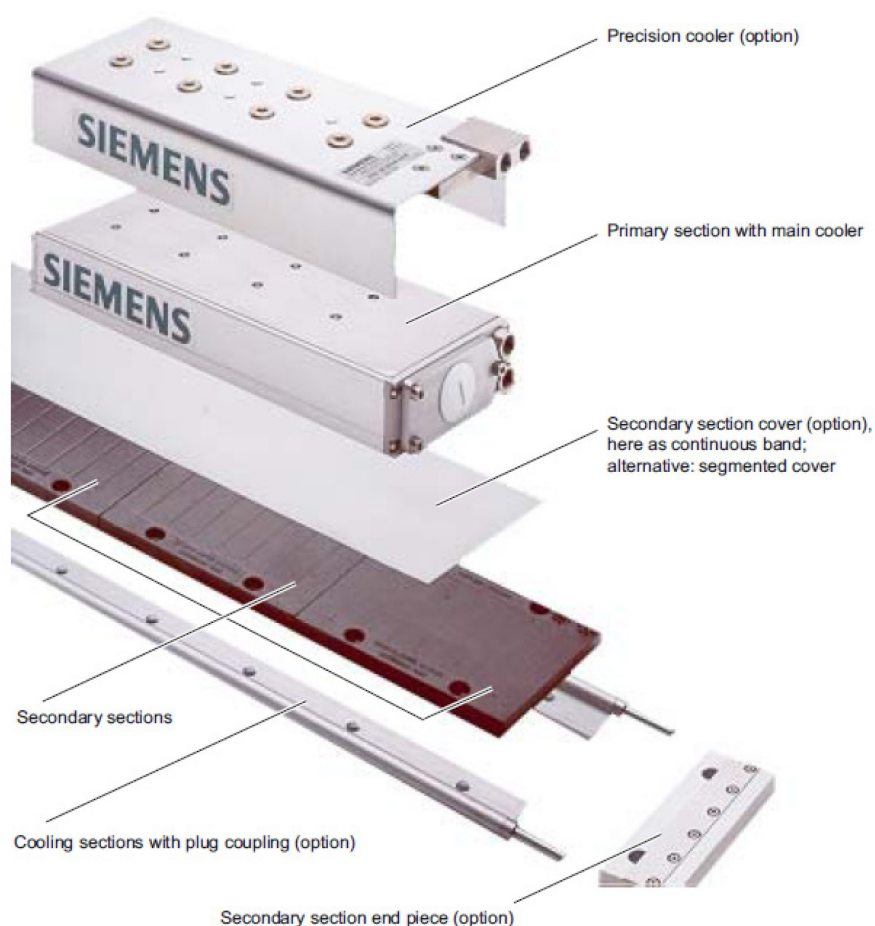
cca 0,02 [mm]) oproti vypnutému stavu stroje, kdy do hydrostatických kapes neproudí žádná tlaková kapalina. To by při pevném uložení pohonu bylo potřeba kompenzovat. U lineárního motoru nám toto nazdvihnutí nic neovlivní, což je určitou výhodou. Nejde nám ani tak o dynamiku pohybu, jako o přesnost posuvu bez vlivu tření a opotřebení. Dynamika pohonu bude velmi malá, rychlost pojezdu v ose x se bude pohybovat 4 [m/min], dynamicky budeme pouze zrychlovat stůl z nulové rychlosti a brzdít na nulovou rychlost, při procesu broušení bude rychlost konstantní. V tomto případě by byla ideální volba použití synchronního motoru bez feromagnetických částí v primárním dílu, kde by byl zaručen hladký pohyb. Jelikož tyto typy nejsou na takové úrovni tažných sil, budu volit synchronní motor s feromagnetickými částmi v primárním dílu.

Rovnoměrný, přesný pohyb bude zaručovat hydrostatické vedení, které bude navrženo přesně dle specifických požadavků. Tímto bude zajištěna přesnost vedení a minimální opotřebení vodících ploch. Hydrostatické vedení není však návrhem této práce.

Lineární motory od firmy Siemens volím proto, že všechny pohony a řídicí systém budou pocházet na přání zákazníka od tohoto výrobce. Nabídka lineárních motorů u Siemensu je rozmanitá a jejich snahou je také pracovat v této oblasti na vývoji. Pokud se podíváme na nabídku motorů Siemens blíže, je rozdělena na standardní dnes nabízené typy 1FN3 a 1FN6. Typ 1FN3 je dále rozdělen dle způsobu zatížení motoru, a to na verzi pro špičková zatížení a pro trvalá zatížení.

Verze pro „špičková zatížení“ jsou používány ve strojích, kde je potřeba využít sílu motoru po krátkou dobu - tedy jsou po krátkou dobu zrychlovány, nebo když jsou požadovány velké síly po krátký čas. Typický pro toto je tzv. S3 režim motoru, který dovoluje využití maximálních sil motoru jen po určitý čas. Využití toho typu pohonu je ve vysoce dynamických produktivních a manipulačních strojích. [17]

Verze pro „trvalá zatížení“ je doporučeno využít u pohonů s konstantním zrychlením, nebo pro S1 režim (nižší síly, ale po celou dobu běhu 100%) s trvalými silami od daného procesu, nebo pro využití bez kapalinného chlazení. Využití je doporučováno pro aplikace, jako jsou broušení, vibrační aplikace, svislé osy strojů bez vyvažování, manipulace a robotika. [17]



Obr. 3.11 Popis lineárního motoru 1FN3 a volitelného příslušenství [18]

Pro tento případ využití bude ideální typ 1FN3 pro trvalá zatížení. Trvalá zatížení volím proto, že se jedná o brousící stoj, kde dynamika pohybu je velmi malá, zato však budou působit trvalé síly od broušení, případně vrtání. Typ 1FN6 by pro dosažení takto velkých sil měl ve výsledku větší zástavbové rozměry. Jak už bylo zmíněno, motor bude pracovat pod krycími měchy a bude tedy zhoršen odvod tepla vzduchem. Proto bude vhodné využít chlazení kapalinou, které je možné regulovat a nastavit na ideální požadavky, což by motor řady 1FN6 neumožnil.

3 Analýza konstrukčního uspořádání

Tato kapitola je určena k zamyšlení se nad celkovou koncepcí ložové části stroje a výhodami a nevýhodami jednotlivých zástaveb. Poté zhodnotím a zvolím variantu, která se bude jevit jako nejvhodnější.

Při konstrukčním řešení musím brát v potaz to, že lože a stůl budou z granitu. Z toho plyne, že výsledný tvar bude dosažen postupným opracováním základního tvaru - kvádrů.

Délka lože vychází z návrhu rozložení brousících vřeten a vyvrtávací hlavy a z nejdelší broušené pinoly, aby mohl vyjet nástroj z řezu a pojezd stolu mohl reverzovat. Omezujícím faktorem pro konstrukci lože je maximální možná přepravní délka odtěženého granitu, který se těží v Africe. Lože je tedy možné konstruovat na rozměr devíti metrů po opracování. Délka stolu je definována maximální délkou pinoly a rozhodnutím koncepce stroje. Rozjezd stroje v „x-ové“ ose je definován, jak je uvedeno na začátku tohoto odstavce tak, aby mohl vyjet nástroj z řezu a pojezd stolu mohl reverzovat pro nejdelší obráběnou pinolu. Je to tedy rovnice, kdy neznámá je délka lože.

Zadáno:

Délka stolu: 4500 [mm]

Délka pojezdu: 4900 [mm]

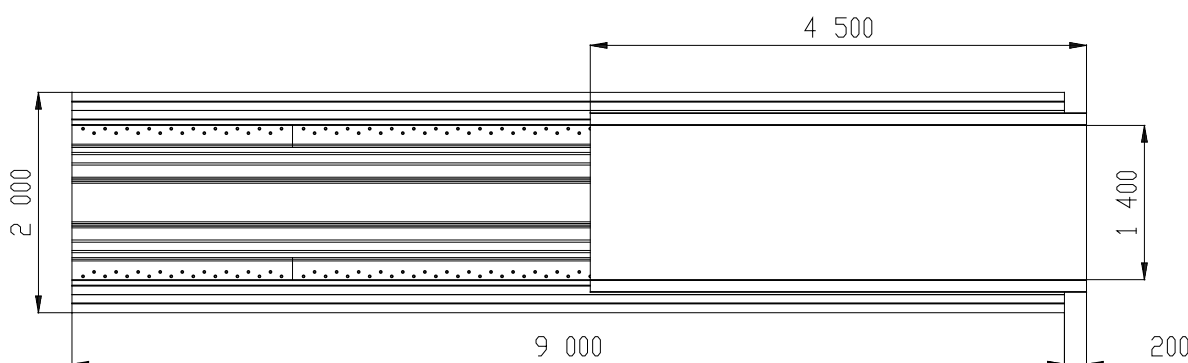
Potom teoretická délka lože:

Délka pojezdu + délka stolu = teoretická délka lože [mm]

$4500 + 4900 = 9400$ [mm]

Maximální možná délka lože: 9000 [mm]

Stůl musí přejíždět lože o 200 [mm] na každou stranu a tím si zajistíme potřebnou délku rozjezdu. Takovýto návrh je schválen a akceptován firmou, která bude stroj užívat. To především z důvodu že nejdelší pinoly nejsou nejčastějším sortimentem.



Obr. 4.1 Schéma desky stolu, stolu a lože – půdorys

Možné reálné varianty zástavby:

	1 motor	2 motory			
Pevný sekundární díl	A	C	E	G	I
Pevný primární díl	B	D	F	H	J
	1 měnič		2 měniče	1 měnič	2 měniče
	1 sekundární dráha			2 sekundární dráhy	

Pevný sekundární díl

- **Výhody:** Jednoduchá zástavba sekundárních a primárních dílů.
- **Nevýhody:** Přívody kabelů a chlazení k primární části - kabely a přívody mají docela velké průřezy, proto musí být velký prostor v konstrukci, která toto umožní. Dále u všech přívodů je nutno kontrolovat minimální poloměr ohybu, který je dle druhu a velikosti použitého kabelu či hadice.

Pevný primární díl

- **Výhody:** Vedení přívodních kabelů a hadic je statické.
- **Nevýhody:** Kvůli většímu rozjezdu (4900 [mm]) než je délka stolu (4500 [mm]) by bylo třeba sekundární díly přimontovat na samostatné držáky přechnívající granitový stůl. Další možností by bylo udělat tvarově složitější stůl rovnou z granitu.

Jeden silnější motor

- **Výhody:** Snadnější ustavení - kontrolujeme pouze mezeru mezi primární a sekundární částí, kterou je dle katalogu Siemens [18] nutno dodržet v toleranci $\pm 0,3$ [mm].
- **Nevýhody:** Přitažlivé síly mezi primární a sekundární částí se promítnou do vedení. Větší zatížení na hydrostatické vedení a tím větší namáhání granitu.

Dva menší motory na jedné sekundární dráze

- **Výhody:** Levnější sekundární dráha.
- **Nevýhody:** Tak jako u jednoho motoru. Dále větší náročnost na ustavení primárních dílů vůči sobě.

Dva menší motory na dvou sekundárních dráhách

- **Výhody:** Při správné orientaci lze vyrušit přitažlivé síly mezi primární a sekundární částí, které by jinak působily do vedení osy.

- **Nevýhody:** Dražší kvůli dvěma sekundárním drahám. Větší náročnost na ustavení jako v předchozím případě.

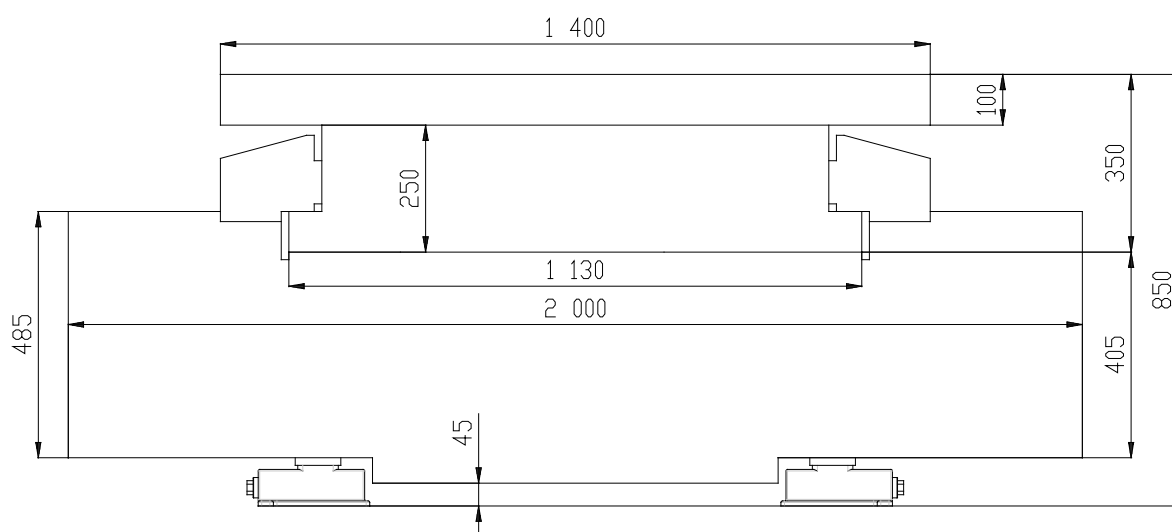
Jeden měnič

- **Výhody:** Levnější řešení.
- **Nevýhody:** Ustavení motorů tak, aby byly magneticky oba stejně vůči sekundární dráze, je náročnější.

Dva měniče

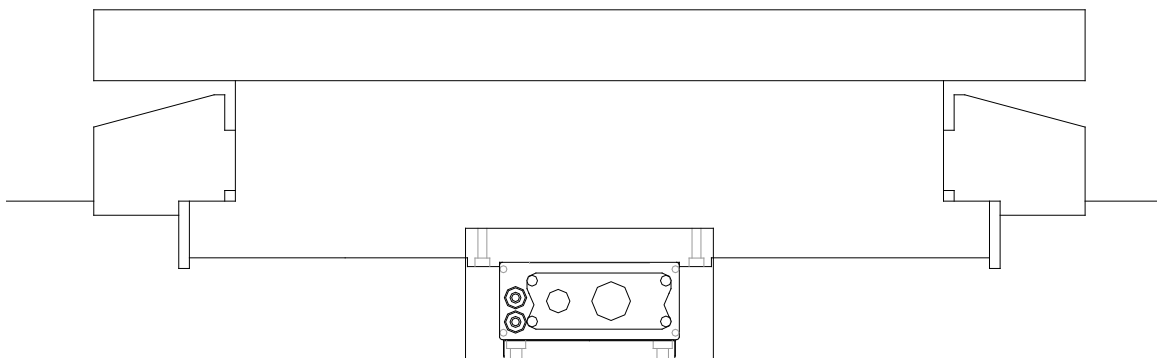
- **Výhody:** Ustavení vůči druhému motoru není tak kritické, ale pro využití vyrušení přitažlivých sil je stejně zapotřebí toto ustavení provést.
- **Nevýhody:** Dražší - každý motor potřebuje odměřování (ale lze i duplikovat z jednoho odměřovacího systému).

Při volbě konstrukčního uspořádání musíme brát v potaz také případné rozměry, do kterých se musíme zástavbou motoru dostat, viz obrázek č. 4.2.



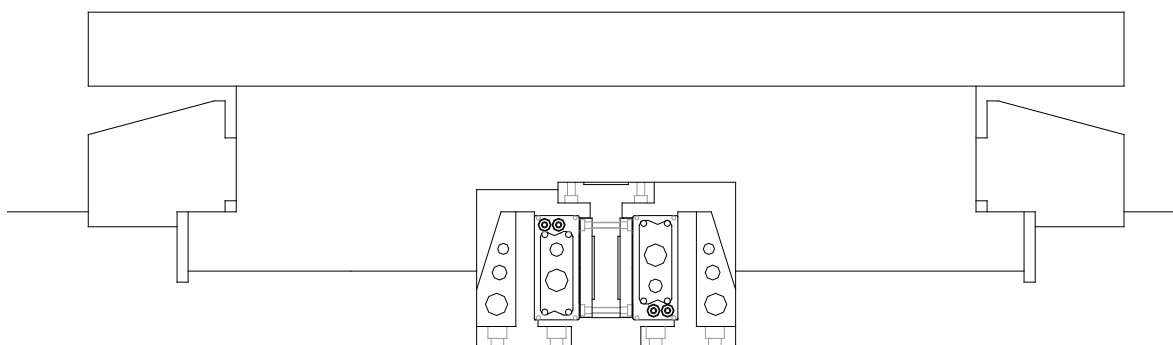
Obr. 4.2 Koncepční návrh desky stolu, stolu a lože - nárys

Možné varianty jsem si načrtnul přímo do nárysu koncepce, pro další zhodnocení. Jedná se postupně o tyto varianty (viz obr. č. 4.3, 4.4, 4.5):



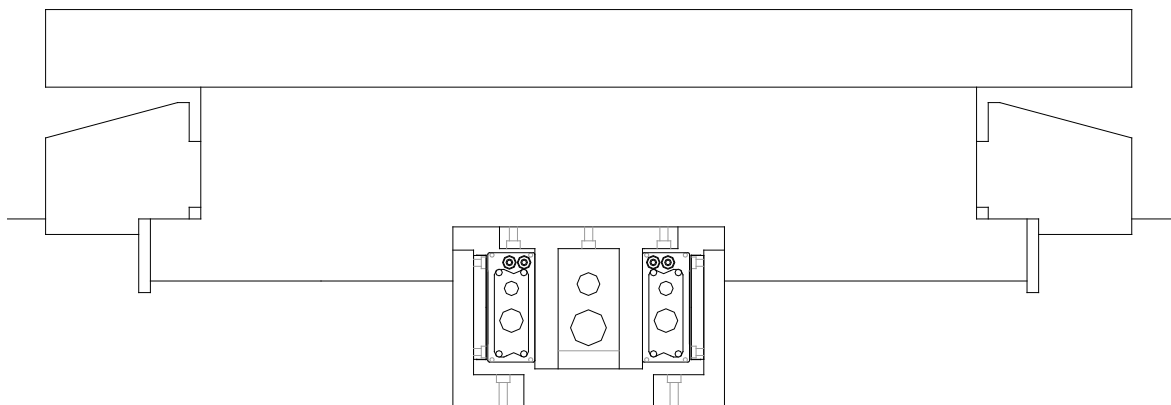
Obr. 4.3 Varianta s jednou pevnou sekundární dráhou – nárys

Tato varianta má relativně malé nároky na zástavbu a další vyráběné díly. Pro zástavbu je třeba pouze mezideska mezi primární částí motoru a stolem, v které je uchycena primární část motoru. Žádné další výrobní dílce nejsou potřeba pro zástavbu motoru, což nám snižuje náklady.



Obr. 4.4 Varianta se dvěma pevnými primárními částmi motoru – nárys

U druhé uvedené varianty je výhoda, že přívody k primární motorové části jsou pouze statické. Sekundární držák magnetů nemusí být v příčném směru příliš tuhý, jelikož síly se navzájem vyruší. Pro zpevnění držáků primárních částí jsou tyto vyztuženy žebry. Pracnost u této varianty je poměrně vyšší než u předchozí a i celková zástavba je náročnější na prostor než u předchozí varianty.



Obr. 4.5 Varianta se dvěma pohyblivými primárními částmi motoru - nárys

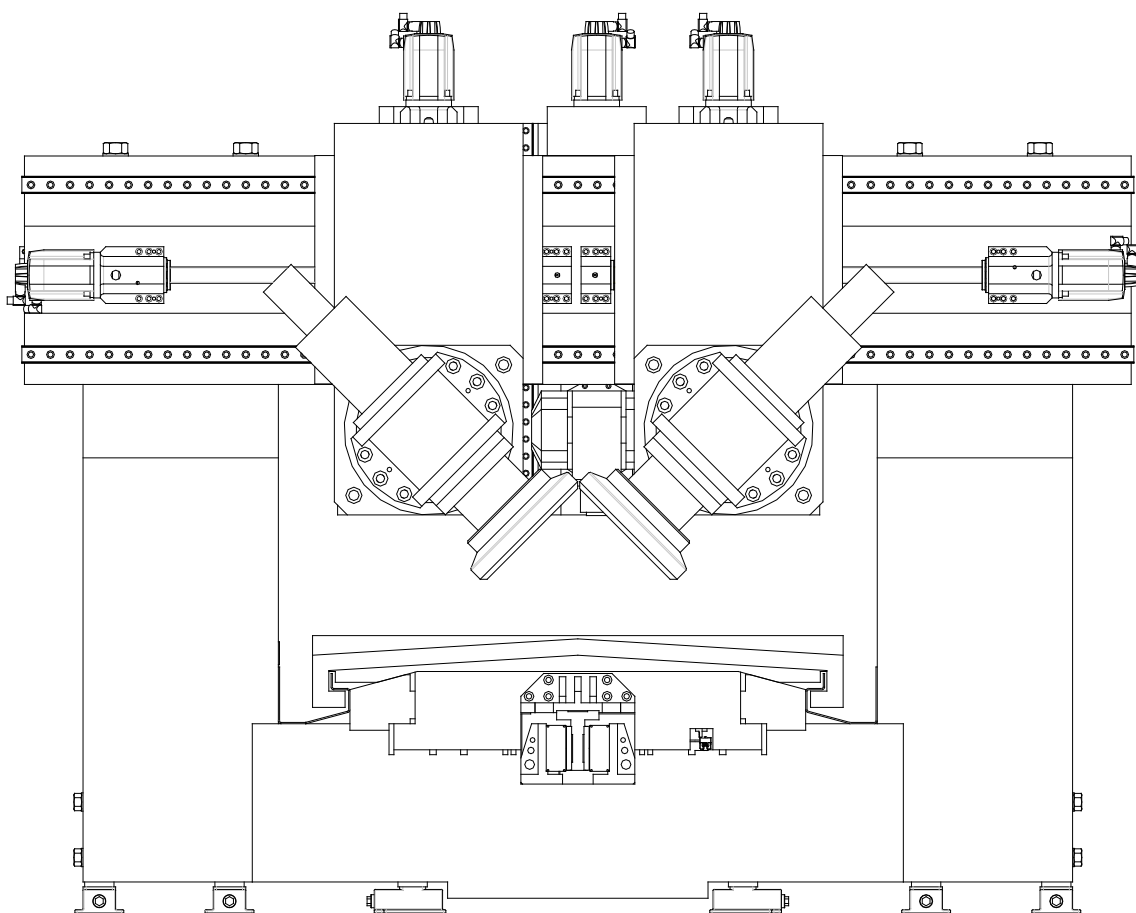
Poslední zobrazená varianta je nevýhodná v tom, že držáky sekundárních částí motoru musí být připevněny pouze na spodní obrobené ploše ložete. Ideálním řešením by bylo umístění sekundárních částí přímo na granitový podklad, což však nelze, protože granit nepůjde navrtat v tak malém prostoru do vertikální plochy. Řešením by mohl být držák ve tvaru „Z“, kde by se jedna plocha vypodkládala „dobrušovací“ podložkou. Tímto bych zmírnil vliv na deformaci vlivem přitažlivé síly mezi primární a sekundární částí.

Dvě poslední varianty jsou víceméně stejné a jsou si tedy rovny z hlediska pracnosti i velikosti zástavbových rozměrů. Ideální by z hlediska náročnosti zástavby byla varianta první. Ostatní neuvedené varianty jsou nároky na zástavbu téměř shodné s variantami již zmíněnými, proto nejsou rozkresleny.

3.1 Výběr konstrukční varianty

Po rozebrání jednotlivých variant v celkovém modelu stroje, zamyšlení se nad přívody, odměřování apod., budu muset z důvodů malého prostoru pro vedení kabelů v energetickém nosiči použít koncepci pevné primární části motoru. Díky stojanům, které jsou zasazeny do ložete, není možnost vedle ložete mít velký energetický kabelonosič. V mezeře mezi stojanem a stolem je žlab na odvod chladicí kapaliny, kam také není možné kabelonosič umístit. Kabelonosič bude umístěn ve výřezu v ložeti pro lineární motory.

Protože je třeba na brusce docílit co nejhladšího chodu, použiji dvojici sekundárních drah, tedy i primárních částí ustavených vůči sobě tak, aby vyrušily své přitažlivé síly, tímto se odlehčí „zbytečná“ zátěž na konstrukci. Protože je rozjezd stolu větší než samotný stůl, je nutné použít prodlužovací držáky sekundárních dílů, nebo stůl koncipovat s určitým vykrojením, který délku pojezdu pokryje. Uvažuji použití pouze jednoho měniče, který bude propojen s primárními částmi. Z přehledu tabulky variant jsem vybral z již zmíněných důvodů tedy variantu „H“.



Obr. 4.6 Vybraná varianta „H“ v koncepčním nárysu celého stroje

3.2 Stanovení velikosti lineárních motorů

Pohon dává strojům sílu pohybu, je proto důležité, aby byl pohon správně navrhnut a mohl tak plnit svůj účel. V zadaném případě se jedná o návrh pohonu brusky v posuvném směru osy x. V tomto směru je celková délka rozjezdu stroje 4900 [mm], to je zhruba hranice, kde kuličkové šrouby již nejsou tak přesné, jak bychom pro tento případ potřebovali. Hřeben s pastorkem jsou v tomto ohledu určitě lepším řešením než kuličkové šrouby. Bohužel stále je zde kontakt mezi hřebenem a pastorkem, a když vymezíme zubovou vůli (předepneme jej), tak tím snížíme životnost těchto komponent (podobně jako u kuličkových šroubů, větší předepnutí znamená větší tření a tím i vyzařené teplo a tedy změna geometrie). Lineární motor nemá žádný přímý kontakt mezi primárním a sekundárním dílem, pouze vzduchovou mezeru, tedy z hlediska životnosti bude nejlepším řešením.

Tím, že jde o brusku, je předem jasné, že je nutné se pohybovat v jiných přesnostech než pro hrubovací stroj. Použití lineárního motoru má tu výhodu, že při změně teploty takřka nezmění svou trajektorii dráhy, změna se tudíž nepromítne do pohybové geometrie stroje. Touto volbou předejdeme teplotním změnám pohonného

prvku. Je tak pravděpodobně zaručená přesnost procesu broušení nemění se v čase. To vše, pokud zaručíme dobrý odvod tepla z nosných částí motoru a tím i stroje. Tomu bude napomáhat i použitý granit, teplo vyzařené z motoru nebude teplotně deformovat hlavní části stroje, jako je lože a stůl.

Musíme se také zamyslet nad tím, v jakém pracovním režimu a jakými pracovními cykly bude stroj, respektive pohon osy x, zatěžován. Posuvové rychlosti brousících strojů nejsou nijak závratné, spíše naopak. Dle [12] se pro hrubé broušení používají maximální rychlosti posuvu broušení do 12 [m/min]. Protože se jedná o broušení keramiky, je nutné, aby tato rychlost byla ještě menší. Maximální dosahovaná rychlost v ose x byla proto zvolena na 4 [m/min]. Určit pracovní cyklus je v tomto případě celkem snadné a to z důvodu, že se jedná víceméně o jednoúčelový stroj ve variantách s rozdílnou délkou rozjezdu. Popis cyklu v ose x je následující:

- Začínáme z počátečního - výchozího bodu A. Uvedeme stůl v pohyb z bodu A, následně tedy zrychlíme na určitou rychlost a setrváme na ní s následnou decelerací do nulové rychlosti na koncový bod B (odvislý od délky broušené pinoly), kde vyjedeme z řezu nástroje. Z bodu B se osa bude vracet do počáteční polohy, tedy bodu A ve stejném cyklu.

Takto bude stůl pořád přejíždět až do stavu, kdy bude dosaženo potřebného tvaru broušené pinoly. Po celkovém odbroušení nastává fáze, kdy (u menších keramických pinol do 4 metrů délky, kvůli rozjezdu stroje) dojde k procesu vrtání děr. Tady bude muset stůl udržet svoji polohu dle poloh těchto vrtaných děr. Lineární motory i v této stojící fázi musí být pod stálým proudem, aby udržely síly od vrtání, kde tato fáze je náročnější na chlazení sekundárních dílů. A to proto, že jsou zatíženy pouze ty, na kterých je zrovna primární díl najetý. Návrhu chlazení je věnována kapitola č. 7 této práce.

Pro dynamický návrh velikosti motoru použiji výpočtový program k tomu určený od firmy Siemens, program se jmenuje „SINAMICS MICROMASTER SIZER“. Základní výpočty však provedu samostatně dle elementárních zákonů dynamiky, viz dále.

3.2.1 Výpočet sil soustavy

Pro určení velikosti síly motorů budu muset nejdříve určit, jaké síly budou v soustavě působit, tedy ty, které motory budou muset překonávat a také ty, které budou muset vyvodit, aby stroj pracoval v daném režimu. Vzhledem k tomu, že v řešené soustavě nikde nefigurují rotační části a jedná se o lineární - přímý pohyb, budu vycházet ze základního všeobecného vztahu dynamiky.

$$F = m \cdot a \text{ [N]} \quad (3.1)$$

kde: F síla [N]

m hmotnost [kg]

a zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]

Budu uvažovat konstantní zrychlení, i když prakticky konstantní nebude. Je to určité zjednodušení, které zásadně neovlivní návrh.

Největší procesní odporovou silou bude síla od broušení, vrtání bude vedlejší operace, kde síly nebudou dosahovat takových hodnot jako při broušení, proto je můžu zanedbat a budu tak vycházet pro návrh pohonu s největšími odpory.

Síly od broušení

Řezné síly jsou takové síly, které vznikají při obrábění materiálu a které působí na celou soustavu stroj – nástroj – obrobek. Tyto síly závisí na překonání měrného řezného odporu obráběného materiálu, do něhož vtlačujeme břit nástroje. Výsledná síla se rozděluje do tří směrů neboli složek a to v tomto případě takto:

- F_z - tangenciální řezná složka ve směru hlavního řezného pohybu,
- F_y - složka působící v ose rotace nástroje,
- F_x - složka působící ve směru posuvu obrobku.

Měrný řezný odpor není materiálovou konstantou. Materiál obrobku ovlivňuje velikost měrného řezného odporu svými mechanickými a fyzikálními vlastnostmi. Řezný odpor je závislý na pevnosti, tvrdosti a houževnatosti obráběného materiálu a na jeho schopnosti zpevnění. Dále závisí na řezných podmínkách a geometrii nástroje. Z řezných podmínek má na velikost měrného řezného odporu největší vliv tloušťka odřezávané vrstvy a řezná rychlost. Měrný řezný odpor se dá vyjádřit jako poměr tangenciální složky síly k odebrané ploše průřezu třísky, vyjádřený v [MPa]. Ostatní složky sil se určují z experimentálně zjištěných vztahů ke složce F_z . Ideálně se měrný řezný odpor zjišťuje například pomocí tenzometrů připevněných na nástroj. Výpočet těchto sil v praxi je vždy nepřesný. U oceli se měrný řezný odpor dá určit i empirickým výpočtem, kde se výsledek rovná čtyř až pěti násobku meze pevnosti oceli. [12, 19]

Z konstrukčního hlediska vykazuje konstrukční keramika ve srovnání s kovy vysokou tuhost a vynikající odolnost proti opotřebení, a to i při vysokých provozních teplotách a tlacích. Proto u keramiky tento vztah nepůjde použít, měrný odpor budu tedy pouze odhadovat, respektive zdvojnásobím maximální hodnotu měrného řezného odporu oceli, který se pohybuje na maximální hranici 35 000 [MPa]. [11, 13, 19]

Řezné podmínky z [12] pro konvenční materiály, rovinné broušení čelem kotouče:

- Rychlost stolu:
Broušení na hrubo 4 až 12 [m.min⁻¹]
Broušení na čisto 2 až 3 [m.min⁻¹]
- Přísuv v úvrati stolu na zdvih:
Broušení na hrubo 0,015 až 0,040 [mm]
Broušení na čisto 0,005 až 0,001 [mm]

Výpočet řezných sil dle [13]:

Tečná složka řezné síly:

$$F_z = p \cdot S \text{ [N]} \quad (3.2)$$

kde F_z tangenciální řezná složka ve směru hlavního řezného pohybu [N]
 p měrný řezný odpor [MPa]
 S plocha průřezu třísky [mm²]

Pro rovinné broušení pak platí:

$$F_z = p \cdot s_0 \cdot h \cdot \frac{v_s}{60 \cdot v_k} \text{ [N]} \quad (3.3)$$

kde s_0 příčný posuv [mm/zdvih]
 h hloubka odbrušované vrstvy materiálu [mm]
 v_s rychlost pracovního stolu brusky [m.min⁻¹]
 v_k obvodová rychlost brusného kotouče [m.s⁻¹]

Jelikož se bude jednat o broušení keramického materiálu, volím následující parametry, které definují nejhorší případ pro volbu síly pohonu:

- Maximální rychlost stolu: $v_s = 4 \text{ [m.min}^{-1}\text{]}$
- Hloubka odbrušované vrstvy materiálu: $h = 0,04 \text{ [mm]}$
- Příčný posuv: $s_0 = 250 \text{ [mm]}$

Obvodová rychlost brusného kotouče:

$$v_k = \pi \cdot D \cdot \frac{n}{60} \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]} \quad (3.4)$$

kde D průměr nástroje - brousícího kotouče [m]
 n otáčky vřetene - nástroje [min⁻¹]

$$v_k = \pi \cdot D \cdot \frac{n}{60} = \pi \cdot 0,400 \cdot \frac{2850}{60} = 59,7 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Pro výpočet řezné síly volím měrný řezný odpor 70000 [MPa], protože neznám přesnou technologii broušení keramického materiálu.

$$F_z = p \cdot s_0 \cdot h \cdot \frac{v_s}{60 \cdot v_k} = 70000 \cdot 250 \cdot 0,04 \cdot \frac{4}{60 \cdot 59,7} = 781,8 \text{ [N]}$$

Složky F_y a F_x jsou empiricky dle literatury určeny v poměru k F_z takto:

$$F_z : F_y : F_x = 1 : 3 : 1 \text{ [N]}$$

Z toho vyplývá, že:

$$F_y = 3 \cdot F_z = 3 \cdot 781,8 = 2345,4 \text{ [N]}$$

$$F_x = F_z = 781,8 \text{ [N]}$$

Proti směru pohybu v ose x bude muset pohon překonávat sílu, která je dosti závislá na řezných podmínkách, proto pro další výpočet budu uvažovat velikost síly od obrábění 1000 [N]. Jelikož máme 2 vřetena s nástroji, která budou obrábět současně, výsledná síla od obrábění působící v ose x bude tedy 2000 [N].

Pasivní odpory

Pasivními odpory jsou myšleny ty síly, které vznikají od tření ve vedení stroje. Jelikož na stroji v ose x bude aplikováno hydrostatické vedení, mohl bych pasivní odpory teoreticky zanedbat, protože literatura [4] uvádí součinitel tření u tohoto vedení kolem hodnoty $1 \cdot 10^{-5}$ [1]. Výhodné je u tohoto vedení, že za klidu je tření nulové a se vzrůstající rychlostí se odpor proti pohybu zvětšuje, protože začínají o sebe třít jednotlivé vrstvy kapaliny. Tudíž pro rozpohybování soustavy nemusíme překonávat skoro žádný odpor, viz obrázek č. 3.2.

Pro výpočet však budu uvažovat horší případ, a proto volím hodnotu součinitele tření 0,01. Tato hodnota je spíše podhodnocena, volím ji z důvodů jako je změna viskozity oleje, apod.

Třecí síly mezi vedením bude způsobovat gravitační síla, respektive její reakce a síly při obrábění. Musíme určit tedy celkovou hmotnost stolu a všech jeho komponent na něm připevněných. Celkovou potřebnou hmotnost jsem získal pomocí 3D CAD softwaru Pro/e.

Výpočet vychází z předpokladů popsaných výše a určitého zjednodušení, že síla F_y bude působit svisle spolu s tíhovou silou a to od dvou vřeten:

$$F_T = (m_c \cdot g + 2 \cdot F_y) \cdot f_N \text{ [N]} \quad (3.5)$$

kde F_T třecí síla [N]
 m_c hmotnost celku (stolu, desky stolu, upínacího přípravku, atd.) [kg]
 f_N součinitel tření [1]

$$F_T = (6500 \cdot 9,81 + 2 \cdot 2345,4) \cdot 0,01 = 684,6 \text{ [N]}$$

Dynamické síly v soustavě

Pokud vezmeme v úvahu všechny odpory vypočtené výše a vyjdeme ze základního vzorce dynamiky, pak musíme pro výpočet určit, s jakým zrychlením bude stůl akcelerovat. Zrychlení volím $a_x = 0,5 \text{ [m s}^{-2}\text{]}$, potom můžu psát:

$$F_D = m_c \cdot a_x \text{ [N]} \quad (3.6)$$

kde F_D dynamická síla k urychlení hmoty stolu [N]
 a_x zrychlení v ose x $[\text{m s}^{-2}]$

$$F_D = 6500 \cdot 0,5 = 3250 \text{ [N]}$$

3.2.2 Volba velikosti lineárního motoru

Výsledná potřebná síla motoru je:

$$F_V = F_D + F_P \text{ [N]} \quad (3.7)$$

kde F_V výsledná potřebná síla pro možnost zrychlení [N]
 F_P síla všech odporů proti pohybu [N]

$$F_P = 2 \cdot F_x + F_T \text{ [N]}$$

$$F_P = 2 \cdot 1000 + 684,6 = 2684,6 \text{ [N]}$$

$$F_V = 3250 + 2684 = 5934,6 \text{ [N]}$$

Z důvodu vyrušení přitažlivých sil bude vhodné zdvojit tyto motory. Proto pro volbu jednoho lineárního motoru budu vycházet z poloviční vypočtené síly. Pro volbu jednoho motoru je tedy rozhodující velikost síly 2967,3 [N], což je poloviční velikost síly F_V .

V katalogu Siemens je na výběr z několika možností. Jak už jsem určil dříve, budu vybírat z varianty pro trvalá zatížení. Pro mě bude rozhodující jmenovitá hodnota síly, která je uvedena v katalogu, i když by byl možný výběr podle maximálních sil, které uvádí taktéž katalog. To především proto, že se jedná o stroj, který bude zpočátku sice jako jednoúčelový, ale s vyhlídkou i pro použití na jinou technologii, tedy i jiné zatížení (zatím neznámé). Je také možné, že místo jednoho uvažovaného přípravku na upnutí pinoly budou na stole umístěny tyto přípravky dva a zvýší se tak zatížení na motory.

Tím, že se jedná o kusovou výrobu stroje a nebude se vyrábět sériově, lze si malé předimenzování pohonu dovolit. Celkový cenový rozdíl ve stavbě stroje nebude tak markantní. Pokud by se jednalo o sériovou výrobu, tak každý zbytečně opakující se vícenásobek by byl nežádoucí, sic diskutabilní. Navíc, když se jedná o prototyp stroje a poměrně malou znalost technologie obrábění, nemůžu si dovolit podcenit výkon motorů, kde by cena za nápravu, pokud by stroj nesplňoval dané požadavky, byla několikanásobně vyšší, než rozdíl v cenách samotných motorů.

Možnosti volby jsou:

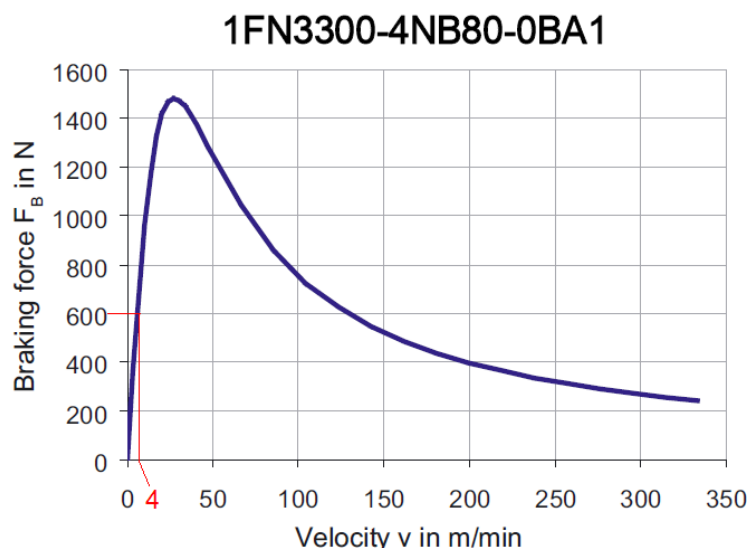
- Zvolit motory s menší jmenovitou hodnotou síly, ale dostačující maximální silou, a použít větší řadu motorů. Použití je vhodné především u vyšších rychlostí, tedy pro nás nevhodné.
(1FN3450-2NC50-0BA1, výkon: 2x17,4 [kW])
- Zvolit motory s menší jmenovitou hodnotou síly, ale dostačující maximální silou při použití menší řady motorů. Volba je více méně na hraně výpočtu.
(1FN3300-3NC4-0BA1, výkon: 2x17,3 [kW])
- Zvolit motory s vyšší jmenovitou hodnotou síly při použití o číslo menší řady motorů. U této varianty budou levnější sekundární díly (menší), než u varianty první.
(1FN3300-4NB80-0BA1, výkon: 2x19,6 [kW])

Rozdíl ve výkonu (uveden u variant v závorce) není velký, maximální rozdíl je cca osmina výkonu. Proto volím variantu třetí z již zmíněných důvodů, tedy motory **1FN3300-4NB80-0BA1**.

Feedrate force		Maximum velocity ³⁾		1FN3 linear motors – Version for continuous load	
				Primary section	Secondary section
$F_{rated}^{1)2)}$	F_{max}	v_{max} at F_{max}	v_{max} at F_{rated}		
N (lb _f)	N (lb _f)	m/min (ft/min)	m/min (ft/min)	Order No.	Order No.
Water cooling					
150 (34)	260 (58)	242 (794)	435 (1427)	1FN3050-1ND00-0EA1	1FN3050-4SA00-0AA0
		242 (794)	435 (1427)	1FN3050-1ND00-0FA1	
300 (67)	510 (115)	106 (348)	202 (663)	1FN3050-2NB80-0EA1	
		106 (348)	202 (663)	1FN3050-2NB80-0FA1	
300 (67)	510 (115)	117 (384)	214 (702)	1FN3100-1NC00-0BA1	1FN3100-4SA00-0AA0
605 (136)	1020 (229)	170 (558)	307 (1007)	1FN3100-2NC80-0BA1	
905 (203)	1530 (344)	115 (337)	211 (692)	1FN3100-3NC00-0BA1	
1205 (271)	2040 (459)	169 (555)	305 (1001)	1FN3100-4NC80-0BA1	
455 (102)	770 (173)	129 (423)	234 (768)	1FN3150-1NC20-0BA1	1FN3150-4SA00-0AA0
905 (203)	1530 (344)	110 (361)	201 (660)	1FN3150-2NB80-0BA1	
1360 (306)	2300 (517)	163 (535)	292 (958)	1FN3150-3NC70-0BA1	
1810 (407)	3060 (688)	109 (358)	200 (656)	1FN3150-4NB80-0BA1	
865 (195)	1470 (331)	129 (423)	230 (755)	1FN3300-1NC10-0BA1	1FN3300-4SA00-0AA0
1730 (389)	2940 (661)	127 (417)	228 (748)	1FN3300-2NC10-0BA1	
2595 (583)	4400 (989)	144 (473)	257 (843)	1FN3300-3NC40-0BA1	
3460 (778)	5870 (1320)	109 (358)	196 (643)	1FN3300-4NB80-0BA1	
2595 (583)	4400 (989)	153 (502)	271 (889)	1FN3450-2NC50-0BA1	1FN3450-4SA00-0AA0
3890 (875)	6600 (1484)	152 (499)	270 (886)	1FN3450-3NC50-0BA1	
5185 (1166)	8810 (1981)	106 (348)	190 (623)	1FN3450-4NB80-0BA1	

Obr. 4.7 Zvolená velikost motoru v katalogu Siemens [17]

Musím také přihlédnout k tomu, že brzdicí síly motorů nejsou stejné jako akcelerační. I z tohoto důvodu bude volba silnější varianty motoru taktéž výhodou. Budou se tak zkracovat výrobní časy, kdy se bude najíždět na polohy pro vyvrtávání děr do keramických pinol. Síla brzdění je znázorněna na obr. č. 4.8 pro zvolený typ motoru. Je patrné, že síla není konstantní a mění se podle zmenšující se rychlosti.



Obr. 4.8 Průběh brzdící síly závislé na rychlosti [18]

Návrh provedu ještě dle již zmíněného programu od Siemensu, kde postupně zadám parametry týkající se mechanické soustavy (hmotnosti, síly, atd.), jednotlivé vyplněné tabulky budou přiloženy v příloze této práce. Zde popíši pouze jednotlivé kroky, které odpovídají označení pořadí obrázků uvedených v příloze, a zdůvodním je.

- 1) Vložení vstupních dat mechanického systému, kde jsem zvolil lineární osu s pohonem lineárním motorem. Dále jsem do tabulky zadal jednotlivé položky jako hmotnost osy (stůl, deska stolu, atd.) a hmotnost stálého zatížení, v tomto případě přípravek s upnutou pinolou. Nakonec jsem zadal do tabulky koeficient tření a třecí sílu.
- 2) V druhém kroku jsem nadefinoval, jak bude vypadat cyklus zatížení. Nejprve jsem definoval cyklus pro hrubování, poté cyklus pro broušení na čisto, dále pak najetí do polohy pro vrtání děr, přejetí na další souřadnice děr a nakonec vrácení se do výchozí polohy, kde bude probíhat výměna keramické pinoly.
- 3) V tomto kroku se rozhoduje o koncepci a o tom jaká část motoru bude pohyblivá. Dále se volí počet sekundárních a primárních částí a nakonec délky rozjezdů. Zadal jsem dle zvolené koncepce, kdy primární části motoru budou napevno a sekundární budou pohyblivé.
- 4) Zde je možnost zvolit procentuální využití motoru. Přesněji jde o tepelné a silové využití, kde jsem zadal v obou případech 100 [%].
- 5) Následuje zadání jednotlivých příslušenství motoru, jako je chlazení primární a sekundární části, typ odměřování, použití Hallovy sondy a nakonec krytování sekundární části. Chladit jsem se rozhodl pouze primární část motoru, a to pouze

integrovaným chladičem. Sekundární část chladit nebudou, protože budou tepelně zatěžovány vždy pouze po krátkou dobu, nebude se na nich prakticky stát (souvislé broušení), ale přejíždět po nich (teplo se rozprostře, navíc pohybem budou hned ochlazovány okolním vzduchem). Pouze u vyvrtávání je možnost je více rozehrát, ale působící síly nebudou tak velké. Dále to bude jednodušší z důvodu přívodu chlazení (málo místa v energonosičích).

- 6) V tomto kroku již následuje samotný výběr velikosti a typu lineárního motoru. Zde je na výběr ze všech variant motorů, lze však nechat program provést označení nejvhodnějšího typu a to dle tří variant:

- Podle proudového zatížení
- Podle konstrukční velikosti
- Podle jmenovité síly

Ze dvou těchto variant byl programem označen typ motoru, který jsem navrhl výše. Pouze u výběru podle proudového zatížení byl zvolen jako „vhodnější“ typ motoru pro špičková zatížení, který je parametry ještě na vyšší úrovni, tedy snese ještě větší zatížení.

- 7) Dalším krokem je spíše taková kontrola zvolených motorů, kde je v diagramu motoru znázorněno, kde se budeme definovanými cykly pohybovat. Dále program určí kolika procenty je zvolený motor využit z hlediska tepelného a proudového zatížení z možného maxima.
- 8) Další tabulka je opět kontrolní, zda zvolené motory vyhovují po všech stránkách. Což zvolené motory splňují.
- 9) V posledních tabulkách jsou již jen vypsány parametry daného motoru, kde na spodních řádcích program určí potřebný chladicí výkon pro zvolený zatěžující cyklus.

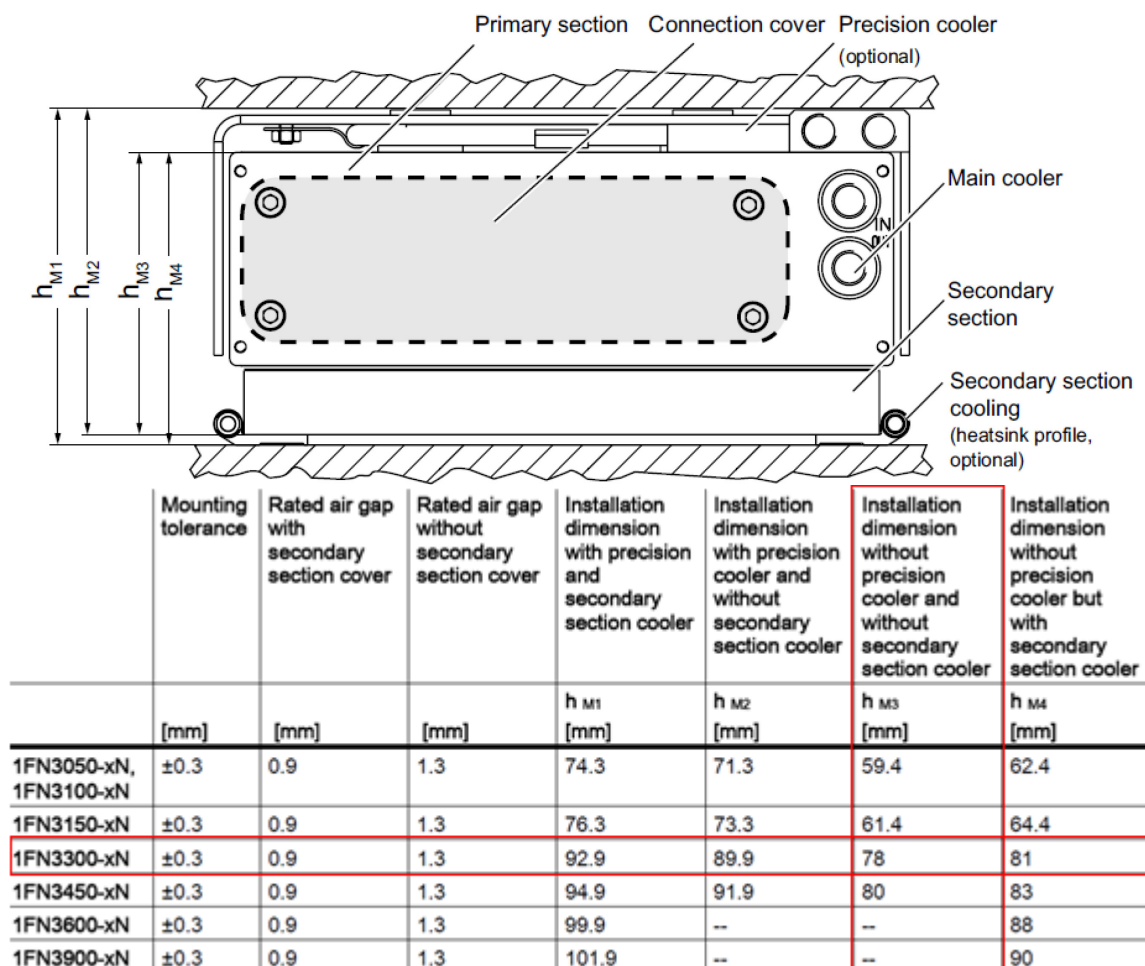
Dle programu „SINAMICS MICROMASTER SIZER“ jsou navrhovány dle zadaného pracovního cyklu tyto varianty lineárních motorů:

- Podle proudového zatížení – 1FN3450-4WB00-0BA1 – špičková zatížení
- Podle konstrukční velikosti – 1FN3300-4NB80-0BA1 – trvalá zatížení
- Podle jmenovité síly – 1FN3300-4NB80-0BA1 – trvalá zatížení

Pro pohon v ose x volím tedy dva motory typu **1FN3300-4NB80-0BA1** o celkové nominální tažné síle 6920 [N] a maximální síle 11740 [N]. Technická zpráva vygenerována programem je přílohou této práce.

4 Návrh vybrané konstrukce a konstrukčních dílů

Pro návrh konstrukčních dílů musíme znát rozměry jednotlivých dílů motoru a způsob jejich montáže. Zástavbové díly budou vyráběny jako svařence, které jsou pro tento účel nejvhodnější.

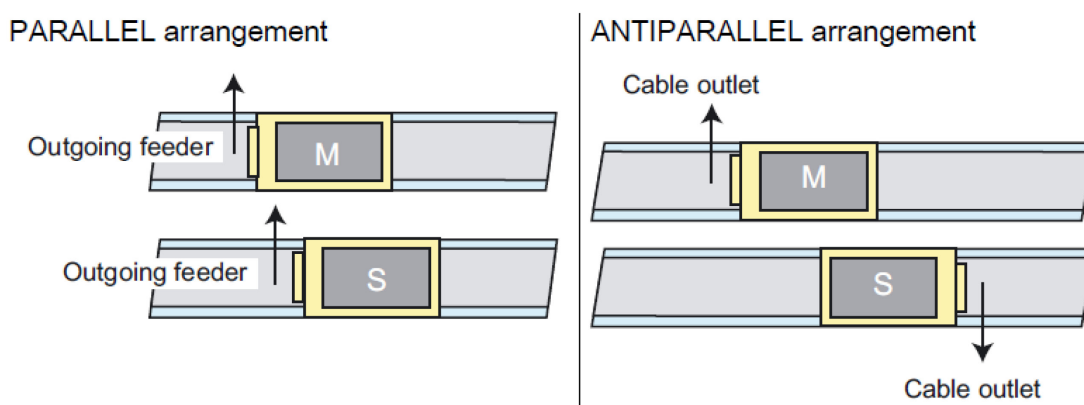


Obr. 5.1 Zástavbové rozměry pro zvolený typ motoru [18]

Vidíme, že nároky na přesnost zástavby nejsou velké, tolerance jsou v rozmezí šest desetin, což je poměrně dost. Na doporučení ze Siemensu budu konstrukci uvažovat tak, abych se dostal do jedné desetiny. Uvažuji pouze chlazení interním chladičem v primární části „Main cooler“ a bez chlazení sekundárních částí, tedy je pro mě závazná kóta h_{M3} .

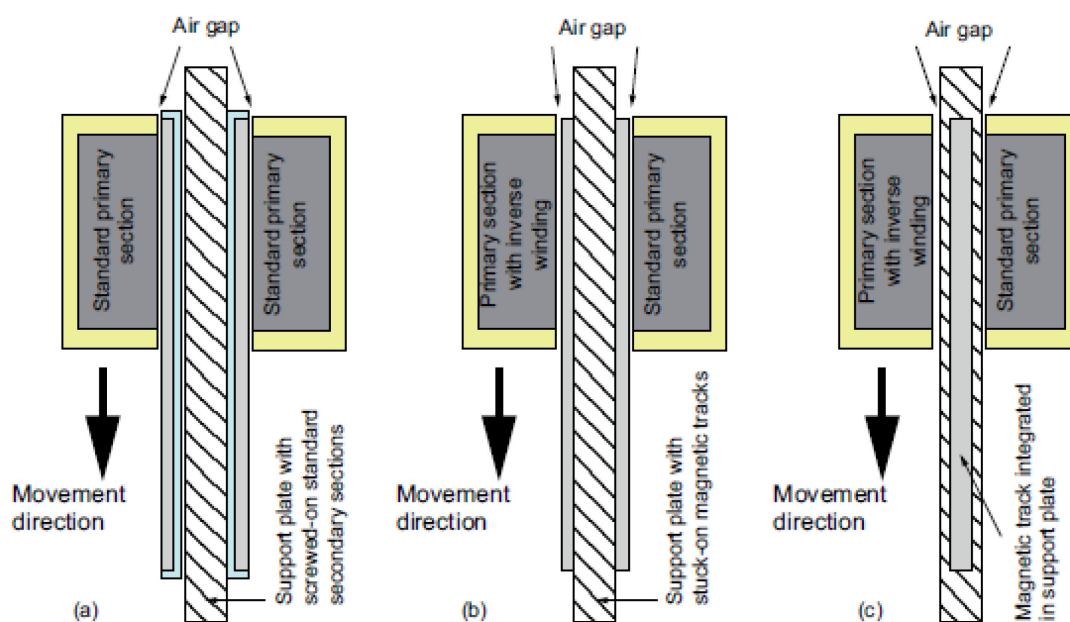
U konstrukce se zdvojenými lineárními motory musíme brát v úvahu i jejich orientaci vůči sobě. Zdvojit pak lze vždy pouze stejné typy motorů, nikdy nelze spojit dvě různé velikosti motorů. Od toho se pak odvíjí i samostatné případné předsunutí primárních částí se sekundárními částmi vůči sobě tak, aby bylo zachováno stejné magnetické pole na obou motorech. Možnosti jsou uvedeny na dalším obrázku. Já jsem zvolil variantu

uvedenou vlevo „Paralelní uspořádání“, z důvodu přívodů obou motorů do primárních částí z jedné strany stroje.



Obr. 5.2 Možné uspořádání dvou motorů vůči sobě [18]

Dále lze mít všechny díly motorů standardní, nebo lze vinutí jednoho z primárních dílů zapojit inverzně vůči tomu druhému. V tomto případě volím standardní provedení, kde sklony permanentních magnetů nejsou vůči sobě paralelní, tedy zobrazenou variantu (a) na dalším obrázku. Takto orientované motory vůči sobě lze použít pro všechny standardní typy motorů Siemens typu 1FN3. Ostatní dvě varianty jsou spíše pro dynamické požadavky a především jsou dostupné pouze u určitých typů a pouze na dotaz. [18]



Obr. 5.3 Principy struktur zdvojených motorů [18]

Touto zástavbou si zajistím, že primární části motorů nebudou vůči sobě nijak předsunuty, budou tedy oba zároveň. Zároveň budou tyto primární části vůči sobě otočeny o 180° k ose stolu, viz obr. 4.4. Sekundární díly budou tudíž taktéž vůči sobě otočeny o 180° , tedy že sklon magnetů, jak už jsem zmínil, nejsou vůči sobě paralelně.

Dle celkového rozjezdu stolu 4900 [mm] a zvoleného typu motoru vychází 31 sekundárních částí na jednu dráhu. Celkem jde tedy o 62 kusů sekundárních částí motoru. Délka jedné dráhy z 31 sekundárních dílů vychází na míru 5709,60 [mm]. Již z této míry se nabízí varianta udělat držáky sekundárních dílů dělené. Další výhodou rozdělení těchto držáků je tepelná roztažnost. Přece jenom při rozdělení držáků zde nemůže vzniknout pnutí, které by bylo naprosto zbytečné a nežádoucí. I z důvodu výroby jednotlivých držáků bude levnější vyrobít více menších dílů, než jeden velký. Z těchto zmíněných důvodů jsem se rozhodl rozdělit tyto držáky na deset kusů držící vždy tři sekundární díly jednoho motoru (dohromady šest sekundárních dílů obou motorů) a jeden držák na jeden sekundární díl jednoho motoru, který bude umístěn uprostřed desky stolu.

Kontrola velikosti mezery mezi držáky sekundárních dílů

Aby nedocházelo ke zbytečnému pnutí, udělám pouze kontrolní výpočet, protože jsem velikost mezery zvolil konstrukčně, tak aby byla zjednodušená montáž sekundárních dílů. Tudíž vezmu maximální možnou délku, na kterou se držák může roztáhnout, aby nedošlo k dotyku mezi dvěma držáky.

Délka pro 3 segmenty je 544,8 [mm] a mezera mezi 2 držáky je 7,2 [mm].

Výpočet dle [26]:

$$l = l_0 + l_0 \cdot \alpha_l \cdot \Delta t \text{ [mm]} \quad (5.1)$$

kde l_0 počáteční délka držáku [mm]

l maximální délka držáku po roztažení [mm]

α_l teplotní součinitel délkové roztažnosti [$10^{-6} \cdot K^{-1}$]

Δt rozdíl teplot [$^{\circ}K$]

Zajímá mě tedy maximální možný teplotní rozdíl, po úpravě tedy dostanu:

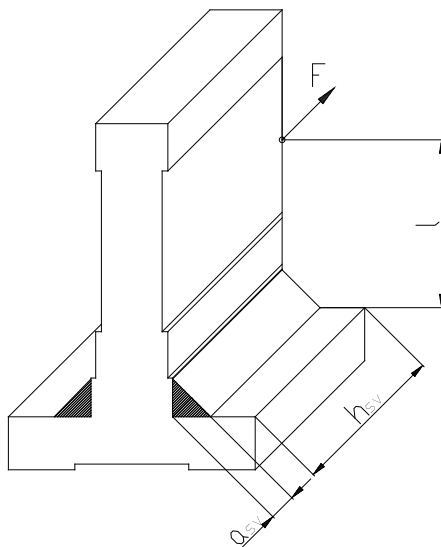
$$\Delta t = \frac{l - l_0}{l_0 \cdot \alpha_l} = \frac{552 - 544,8}{544,8 \cdot 0,000012} = 1100 \text{ [}^{\circ}K\text{]}$$

Z tohoto lze usoudit, že volba velikosti mezery je více než dostatečná, neboť držák nemůže takovýchto rozdílů teplot dosáhnout. Z konstrukčních důvodů ji však takto ponechám.

Všechny navržené svařence jsou překontrolovány metodu MKP jak z hlediska tuhosti, tak napětí v příloze této práce.

4.1 Kontrola navržených svarů

U obráběcích strojů se nosné prvky nekonstruují z hlediska meze pevnosti, ale především z důvodů optimální tuhosti. Proto následné výpočty jsou pouze kontrolní, jsou spíše důkazem tohoto tvrzení. Zkontroluji nejprve držák pro jeden sekundární díl motoru a následně držák tří sekundárních dílů motoru.



Obr. 5.4 Schéma svařence držáku sekundárního dílu motoru

Tento výpočet je pouze kontrolní pro navrženou velikost svaru, budu uvažovat statické zatížení z maximální síly vyvozené oběma motory. Prakticky se ale bude jednat o dynamické zatěžování, které zohledním ve zvolení minimální statické bezpečnosti, tu volím 5 [1]. Síla působící na držák sekundárních dílů je vyvozena dvěma motory a bude působit ve směru pohybu stolu. Protože však vybrané motory vždy „zabírají“ přes čtyři sekundární díly, tyto síly se rozprostřou do více, minimálně vždy do dvou držáků sekundárních dílů. Nejhorší případ však bude u „prostředního“ držáku, který má malou délku svaru, protože drží pouze jeden sekundární díl. Pokud budu uvažovat, že motor zabírá zároveň na všech čtyřech magnetech, potom můžu říct, že síla působící na prostřední držák bude maximálně čtvrtinová z maximálně celkové tažné síly.

Smykové napětí od síly z motorů:

$$\tau_s = \frac{\frac{1}{4} F_{max}}{2a_{sv} \cdot h_{sv}} [MPa] \quad (5.2)$$

kde τ_s smykové napětí [MPa]
 F_{max} ... maximální tažná síla obou motorů [N]
 a_{sv} výška svaru [mm]
 h_{sv} délka svaru [mm]

$$\tau_s = \frac{\frac{1}{4} F_{max}}{2 a_{sv} \cdot h_{sv}} = \frac{\frac{1}{4} \cdot 12000}{2 \cdot 14 \cdot 176,8} = 0,6 [MPa]$$

Smykové napětí od ohybového momentu:

$$\tau_M = \frac{M_o}{2 \cdot W_{O,SV}} [MPa] \quad (5.3)$$

kde τ_M smykové napětí od momentu [MPa]

M_o ohybový moment [Nmm]

$W_{O,SV}$.. průřezový modul v ohybu [mm³]

$$M_o = \frac{1}{4} F_{max} \cdot l_r = \frac{1}{4} 12000 \cdot 87,5 = 262500 [Nmm] \quad (5.4)$$

kde l_r rameno působení síly [mm]

$$W_{O,SV} = \frac{1}{6} \cdot h_{sv}^2 \cdot a_{sv} = \frac{1}{6} \cdot 176,8^2 \cdot 14 = 72936 [mm^3] \quad (5.5)$$

$$\tau_M = \frac{M_o}{2 \cdot W_{O,SV}} = \frac{262500}{2 \cdot 72936} = 1,8 [MPa]$$

Radukované napětí:

$$\tau_{red} = \sqrt{\tau_s^2 + \tau_M^2} [MPa] \quad (5.6)$$

kde τ_{red} redukované napětí [MPa]

$$\tau_{red} = \sqrt{\tau_s^2 + \tau_M^2} = \sqrt{0,6^2 + 1,8^2} = 1,9 [MPa]$$

Statická bezpečnost:

$$k_s = \frac{\tau_D}{\tau_{red}} [1] \quad (5.7)$$

kde k_s statická bezpečnost [1]

$$\tau_D = 0,65 \sigma_D [MPa] \quad (5.8)$$

kde τ_D dovolené smykové napětí [MPa]

σ_D dovolené tahové napětí [MPa]

Svařenec je z oceli 11 373, pro střídavé zatížení je pak dovolené napětí rovno dle [27]:

$$\sigma_D = 65 \text{ [MPa]}$$

$$\tau_D = 0,65\sigma_D = 42,25 \text{ [MPa]}$$

$$k_s = \frac{\tau_D}{\tau_{red}} = \frac{42,25}{1,9} = 22,2 \text{ [1]}$$

Bezpečnost je na vysoké úrovni. Velikost svaru je ale navržena dle všeobecného doporučení 0,5 až 0,8 nejmenší tloušťky svařovaného plechu, proto velikost svaru ponechám takto. Nejmenší tloušťka plechu je v tomto případě 30 [mm], po obrobení 28 [mm], což odpovídá právě zvolené nižší hodnotě a to 0,5. V tomto případě však působí pouze čtvrtinová síla z maximální, proto ještě zkontroluji držák pro tři sekundární části motoru.

U kontroly držáku pro tři sekundární díly motoru se změní pouze délka svaru a zatížení tohoto svaru, zbytek je stejný jako v předchozím případě.

Smykové napětí od síly z motorů:

$$\tau_s = \frac{\frac{3}{4} F_{max}}{2 a_{sv} \cdot h_{sv}} = \frac{\frac{3}{4} \cdot 12000}{2 \cdot 14 \cdot 544,8} = 0,6 \text{ [MPa]}$$

Smykové napětí od ohybového momentu:

$$M_o = \frac{3}{4} F_{max} \cdot l_r = \frac{3}{4} 12000 \cdot 87,5 = 787500 \text{ [Nmm]}$$

$$W_{o,sv} = \frac{1}{6} \cdot h_{sv}^2 \cdot a_{sv} = \frac{1}{6} \cdot 544,8^2 \cdot 14 = 692550 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\tau_M = \frac{M_o}{2 \cdot W_{o,sv}} = \frac{787500}{2 \cdot 692550} = 0,6 \text{ [MPa]}$$

Radukované napětí:

$$\tau_{red} = \sqrt{\tau_s^2 + \tau_M^2} = \sqrt{0,6^2 + 0,6^2} = 0,85 \text{ [MPa]}$$

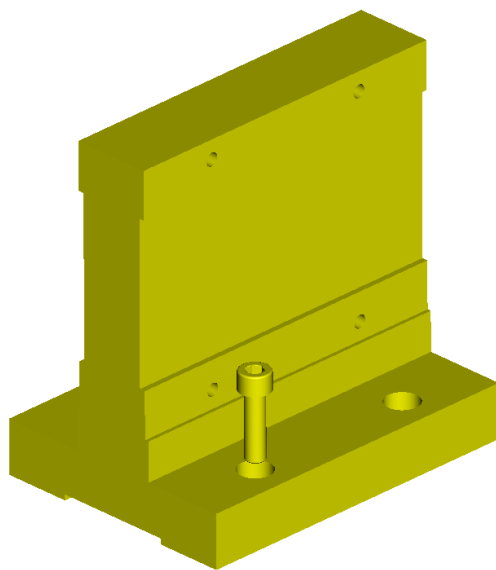
Statická bezpečnost:

$$k_s = \frac{\tau_D}{\tau_{red}} = \frac{42,25}{0,85} = 49,7 \text{ [1]}$$

Na základě těchto výpočtů jsem se rozhodl neprovádět kontrolu u dalších svařenců i přesto, že jejich zatížení je mírně odlišné. To z důvodu, že vyšly velké bezpečnosti u již zkontrolovaných svařenců, které mají celkové průřezy svarů menší než ostatní navržené svařence. Například pokud bych kontroloval držák primární části motoru, tak jeho namáhání je od tažné síly pouze jednoho motoru a přičítá se k němu zatížení od přitažlivé síly k sekundárním magnetům. Tuto přitažlivou sílu však kompenzují navařená žebra, která jsou dostatečně tuhá. Takto podobně je to i u ostatních svařenců.

4.2 Kontrola šroubů

Tento výpočet je pouze kontrolní pro navržený průměr šroubu. Opět bude uvažováno pouze statické zatížení šroubu z maximální síly vyvozené oběma motory. Dynamické zatížení stejně jako u kontroly svarů zohledním volbou minimální statické bezpečnosti 5 [1]. Nejprve zkontroluji držák pro jeden sekundární díl motoru, protože je uchycen pouze čtyřmi šrouby. Výpočet je následně prováděn na základě podkladů ze skript [28].



Obr. 5.5 kontrolovaný šroubový spoj

Základní podmínka:

$$F_{T1} \geq \frac{1}{4} F_{\max} \quad (5.9)$$

kde F_{T1} třecí síla mezi držákem sekundárních dílů a ložetem [N]

$$F_{T1} = k \cdot \frac{1}{4} F_{\max} \quad (5.10)$$

kde k bezpečnost proti „prokluzu“ volím 1,5 [1]

Maximální sílu motorů zaokrouhlím na 12000 [N]

$$F_{T1} = k \cdot \frac{1}{4} F_{\max} = 1,5 \cdot \frac{1}{4} 1200 = 4500 [\text{N}]$$

Normálová síla potřebná k udržení axiální síly:

$$F_N = \frac{F_{T1}}{\mu} [\text{N}] \quad (5.11)$$

kde F_N normálová síla [N]

μ koeficient tření [1]

Koeficient tření mezi granitem a ocelí volím zhruba poloviční, než uvádí [29], kde neuvažují broušený povrch, proto já volím hodnotu pouze:

$$\mu = 0,2 [1]$$

potom:

$$F_N = \frac{F_{T1}}{\mu} = \frac{4500}{0,2} = 22500 [\text{N}]$$

Počet šroubů:

$$i = 4 [1]$$

Osová síla působící na jeden šroub:

$$F_o = \frac{F_N}{i} [\text{N}] \quad (5.12)$$

kde F_o osová síla na jeden šroub [N]

i počet šroubů [1]

$$F_o = \frac{F_N}{i} = \frac{22500}{4} = 5625 [\text{N}]$$

Parametry zvolených šroubů M10 ČSN 02 1143 třídy 12.9 z [27]:

- Střední průměr závitu: $d_2 = 9,026 [\text{mm}]$
- Malý průměr závitu: $d_3 = 8,16 [\text{mm}]$

- Stoupání závitu: $P = 1,5 [\text{mm}]$
- Tření v závitech dle [18]: $f_z = 0,19 [1]$
- Úhel profilu závitu: $\alpha = 60 [\text{deg}]$
- Mez kluzu šroubu: $R_e = 1200 [\text{MPa}]$

$$\varphi_\alpha = \arctan \left[\frac{f_z}{\cos \left(\frac{\alpha}{2} \right)} \right] = \arctan \left[\frac{0,19}{\cos \left(\frac{60}{2} \right)} \right] = 12,374 [\text{deg}]$$

$$\psi = \arctan \left(\frac{P}{d_2 \cdot \pi} \right) = \arctan \left(\frac{1,5}{9,026 \cdot \pi} \right) = 3,03 [\text{deg}]$$

$$S_p = \pi \cdot \left(\frac{d_3}{2} \right)^2 [\text{mm}^2] \quad (5.13)$$

kde S_p průřez závitu $[\text{mm}^2]$

$$S_p = \pi \cdot \left(\frac{d_3}{2} \right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{8,16}{2} \right)^2 = 52,3 [\text{mm}^2]$$

Tahové napětí:

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S_p} [\text{MPa}] \quad (5.14)$$

kde σ_t tahové napětí $[\text{MPa}]$

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S_p} = \frac{5625}{52,3} = 107,6 [\text{MPa}]$$

Kroutící moment od utažení šroubu:

$$M_k = F_o \cdot \tan(\psi + \varphi_\alpha) \cdot \frac{d_2}{2} [\text{Nmm}] \quad (5.15)$$

kde M_k kroutící moment od utažení šroubu $[\text{Nmm}]$

$$M_k = F_o \cdot \tan(\psi + \varphi_\alpha) \cdot \frac{d_2}{2} = 5625 \cdot \tan(3,03 + 12,374) \cdot \frac{9,026}{2} = 6995 [\text{Nmm}]$$

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot d_3^3 [\text{mm}^3] \quad (5.16)$$

kde W_k průřezový modul v krutu [mm^3]

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot d_3^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 8,16^3 = 107 [\text{mm}^3]$$

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} [\text{MPa}] \quad (5.17)$$

kde τ napětí v krutu [MPa]

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{6995}{107} = 65,5 [\text{MPa}]$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} [\text{MPa}] \quad (5.18)$$

kde σ_{red} redukované napětí [MPa]

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{107,6^2 + 4 \cdot 65,5^2} = 169,5 [\text{MPa}]$$

Bezpečnost:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} [1] \quad (5.19)$$

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{1200}{169,5} = 7,1 [1]$$

Pokud vezmu v úvahu, že statická bezpečnost je tak velká, můžu předpokládat, že dynamicky tyto šrouby také vydrží. Zvolené šrouby M10 – ČSN 02 1143 třídy 12.9 tedy **VYHOVUJÍ**.

Potřebný utahovací moment proti uvolnění

Tření v závitech:

$$M_{TZ} = M_k \quad (5.20)$$

kde M_{TZ} třecí moment v závitu [Nmm]

Tření pod hlavou šroubu:

$$M_{TM} = F_o \cdot f_m \cdot \frac{D_d + D_s}{4} [\text{Nmm}] \quad (5.21)$$

kde M_{TM} třecí moment pod hlavou šroubu [Nmm]

f_m součinitel smykové tření mezi šroubem a ocelí [1]

D_d průměr díry pro šroub [mm]

D_s průměr hlavy šroubu [mm]

$$M_{TM} = F_o \cdot f_m \cdot \frac{D_d + D_s}{4} = 5625 \cdot 0,2 \cdot \frac{11 + 16}{4} = 7594 [\text{Nmm}]$$

Celkový potřebný utahovací moment:

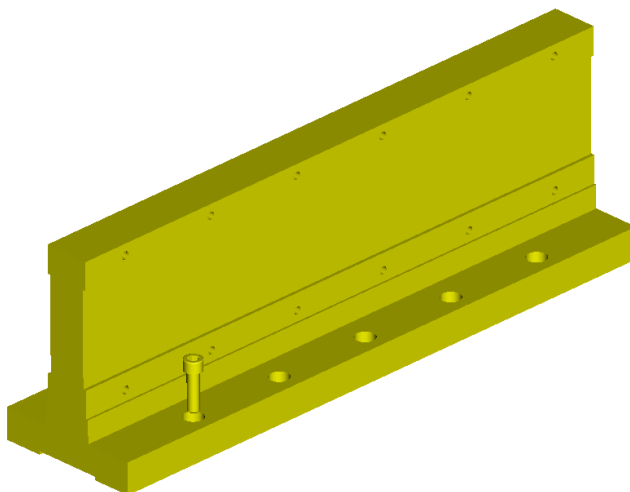
$$M_u = M_{TZ} + M_{TM} [\text{Nmm}] \quad (5.22)$$

kde M_u utahovací moment [Nmm]

$$M_u = M_{TZ} + M_{TM} = 6995 + 7594 = 14589 [\text{Nmm}] \doteq 15 [\text{Nm}]$$

Aby se šroubový spoj neuvolnil a byl bezpečný, je potřeba ho dotáhnout na minimální utahovací moment 15 [Nm]. Pro pojištění všech šroubových spojů předepíši na výkresy lepidlo na pojištění šroubových spojů „Loctite 242“.

Nyní provedu kontrolu šroubů držáku tří sekundárních dílů motoru, jelikož na něj působí větší síla. Ta je tříčtvrteční oproti tažné maximální síle obou motorů.



Obr. 5.6 kontrolovaný šroubový spoj

Základní podmínka:

$$F_{T2} \geq \frac{3}{4} F_{\max} \quad (5.23)$$

kde F_{T2} třecí síla mezi držákem sekundárních dílů a ložetem [N]

$$F_{T2} = k \cdot \frac{3}{4} F_{\max} \quad (5.24)$$

$$F_{T2} = k \cdot \frac{3}{4} F_{\max} = 1,5 \cdot \frac{3}{4} 12000 = 13500 [\text{N}]$$

Normálová síla potřebná k udržení axiální síly:

$$F_N = \frac{F_{T2}}{\mu} [\text{N}] \quad (5.25)$$

$$F_N = \frac{F_{T2}}{\mu} = \frac{13500}{0,2} = 67500 [\text{N}]$$

Počet šroubů:

$$i = 10 [1]$$

Osová síla působící na jeden šroub:

$$F_o = \frac{F_N}{i} = \frac{67500}{10} = 6750 [\text{N}]$$

Parametry zvolených šroubů M10 ČSN 02 1143 třídy 12.9 viz výše.

Tahové napětí:

$$\sigma_t = \frac{F_o}{S_p} = \frac{6750}{52,3} = 129,1 [\text{MPa}]$$

Kroutící moment od utažení šroubu:

$$M_k = F_o \cdot \tan(\psi + \varphi_\alpha) \cdot \frac{d_2}{2} = 6750 \cdot \tan(3,03 + 12,374) \cdot \frac{9,026}{2} = 8393 [\text{Nmm}]$$

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{8393}{107} = 78,4 [\text{MPa}]$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{129,1^2 + 4 \cdot 78,4^2} = 203 [\text{MPa}]$$

Bezpečnost:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{1200}{203} = 5,9 [1]$$

Pokud opět vezmu v úvahu, že statická bezpečnost je takto velká, můžu předpokládat, že dynamicky tyto šrouby také vydrží. Zvolené šrouby M10 – ČSN 02 1143 třídy 12.9 tedy *VYHOVUJÍ*.

Potřebný utahovací moment proti uvolnění

Tření v závitech:

$$M_{TZ} = M_k$$

Tření pod hlavou šroubu:

$$M_{TM} = F_o \cdot f_m \cdot \frac{D_d + D_s}{4} = 6750 \cdot 0,2 \cdot \frac{11 + 16}{4} = 9112,5 [\text{Nmm}]$$

Celkový potřebný utahovací moment:

$$M_u = M_{TZ} + M_{TM} = 8393 + 9112,5 = 17128 [\text{Nmm}] \doteq 17,5 [\text{Nm}]$$

Aby se šroubový spoj neuvolnil a byl bezpečný, je potřeba ho dotáhnout na minimální utahovací moment 17,5 [Nm]. Pro pojištění šroubových spojů opět předepíši „Loctite 242“.

Další výpočty šroubů nebudu provádět. Držák primárního dílu motoru je přichycen k ložeti deseti šrouby velikosti M12, kde bude o třetinu menší působící síla ve směru pohybu stolu než u velkého držáku tří sekundárních dílů motoru. Svařenece, které simulují prodloužení stolu, jsou na každé straně uchyceny šesti M16 šrouby. Tyto šrouby jsou zatěžovány osovou silou, ale při stejném zatížení jako u posledního provedeného výpočtu (9000 [N]). Je nutno říci, že tyto segmenty budou zatěžovány pouze v případě, pokud půjde o broušení nejdelší keramické pinoly, což má být velmi zřídka (cca jeden ze sta kusů). Toto zatížení bude tedy moci být klasifikováno jako statické (z analogie, u otáčivého pohybu, dle ložisek skf, je definováno statické zatížení do 10 [ot/min]), proto tyto šroubové spoje považuji za bezpečné a není nutná jejich kontrola.

5 Návrh odměřování

Pro návrh odměřování je nutné se nejdříve seznámit trochu s teorií řízení lineárních motorů, které je uvedeno v následující podkapitole.

5.1 Řízení lineárních motorů

Odměřování je pro řízení velice důležité, díky němu je pak možno přesně polohovat na požadované souřadnice. Protože tento pohon nemá žádný mechanický převod, je třeba, aby při konstrukci byla potlačena možnost vzniku kmitání. Pokud tomu tak není, vzniká nebezpečí rozechvění stroje pohonem, které se promítne do směru odměřování. To je pak zachyceno zpětnou regulační odchylkou a může dojít k samobuzeným kmitům, případně ke zhoršení jakosti obrobeneho povrchu. V takovém případě jsou přidávány filtry (pásmové propusti) v regulačních smyčkách pro zlepšení mechanické stability pohonu. Pro zajištění mechanické stability pohonu je také třeba, aby řídicí systém respektoval horní hranici zrychlení a eventuálně omezil také jeho derivaci. Klasické uspořádání regulačního obvodu pro řízení polohy obsahuje tři zpětné vazby (vnitřní proudové, střední rychlostní a vnější polohové). V některých případech je mezi proudovou a rychlostní vazbou ještě vazba akcelerační. Pokud je požadavek na velkou dynamiku pohonu, je u těchto motorů nutná rychlá regulace proudu spolu s vysokou hodnotou zesílení K_v . V porovnání s rotačními motory může být toto zesílení až o řád vyšší, v důsledku toho mohou přímé pohony zachytit i nepatrné nespojitosti, ke kterým může dojít při skokových změnách zrychlení, které mohou vyvolat rozkmitání stroje. Signál polohy musí být dostatečně přesný pro výpočet rychlosti, aby systém mohl správně uzavřít rychlostní zpětnou vazbu. Ke komunikaci mezi řídicím systémem a lineárním motorem dochází obousměrně. Z toho plyne, že motor nedostává pouze pokyny, ale je také schopen informovat o svém stavu pomocí vestavěných čidel. Informace mohou být o poloze, proudu, teplotě, případném přetížení, ztrátě stability regulace, vypadnutí ze synchronismu apod. [5, 6]

5.2 Volba odměřovacího systému

V této aplikaci není použití lineárního motoru z důvodů vysoké dynamiky pohybu. Nebudou tedy na odměřování kladeny takové nároky, jaké byly popsány výše. Odměřování je především nutné v této aplikaci z důvodu určení správného magnetického pólu motoru, a samozřejmě i určení samotné polohy při vyvrtávání děr do keramických pinol. Pokud se podíváme na možnosti určení polohy, existuje hned několik metod a způsobů dle [20], které se dají rozdělit podle:

Typu pohybu:

- rotační
- lineární

Způsobu měření vůči pohybu v ose:

- přímé
- nepřímé

Signálu, na principu změny odporu, indukčnosti, kapacity, napětí aj:

- analogové
- číslicové

Způsobu měření:

- absolutní – poloha je zakódovaná
- inkrementální (přírůstkové) – impulsy se integrují

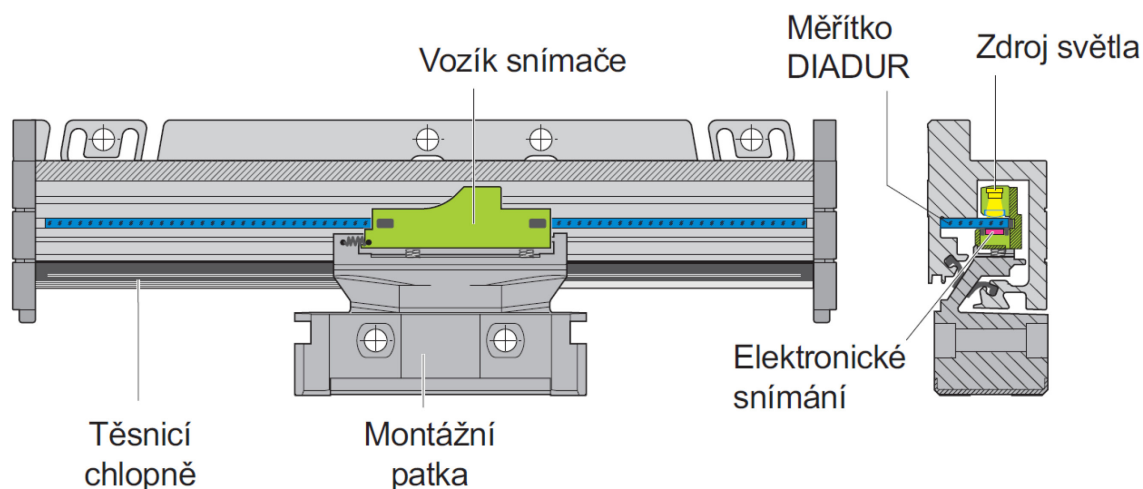
V této úloze budeme uvažovat pouze lineární snímače pohybu. Protože se jedná o přímý pohon bez mechanických převodů, jedná se o typ přímého odměřování. Výrobci také nabízí varianty odměřovacích systémů tzv. nezapouzdřené neboli otevřené (pouze měřící pásek a snímací hlava) a zapouzdřené. Nezapouzdřené se hodí spíše do čistých provozů, kde není možnost zanesení. U obráběcích strojů většinou i přes dobré zakrytování se volí typ zapouzdřených systémů, je to i lepší z bezpečnostního hlediska. Selhání odměřování znamená totiž selhání stroje jako celku.

Většinou výrobci odměřovacích systémů mají na výběr z několika typů odměřování. Pokud vezmeme předního výrobce odměřovacích systémů Heidenhain, ten využívá především odměřování založené na principu fotoelektrického a laserového jevu. Má několik způsobů výroby měřících pásků, které uvádí i v katalozích, volba většinou záleží na přesnosti odměřování a délky odměřování, která je závislá také na možné technologii výroby tohoto pásku. U Heidenhainu pak všeobecně mluvíme o „optických pravítkách“, i když principy mohou být mírně odlišné.

Ideální je použití systému s absolutním odměřováním, jelikož stroj při zapnutí okamžitě ví, v jaké se nachází poloze. Kdežto u inkrementálního systému musí stroj po zapnutí najet vždy na referenční značku a až pak pozná, kde se nachází. Použití absolutního odměřování má omezení v maximální délce pravítka, jelikož není možné mít v takovém rozlišení na velké délce pro každou polohu svou odlišnou značku, která

definuje danou polohu. U absolutního odměřování se standardně používá komunikace s rozhraním EnDat nebo jiné, např. od Fanucu či Mitsubishi. Protože v našem případě potřebujeme odměřovat minimálně délku 4900 [mm], není možné použití absolutního odměřování a musíme použít systém inkrementální. U inkrementálního odměřování je možnost použití více referenčních značek na celé dráze pásku opakující se po určité vzdálenosti. Stroj tedy nemusí přejíždět celou dráhu, nebo polovinu dráhy pohybu po zapnutí, jako v případě použití systému odměřování pouze s jednou referenční značkou na celé délce. U inkrementálního odměřování se používá komunikace s rozhraním Vpp (peak to peak), kde jsou generovány signály sin a cos posunuty mezi sebou fázově o 90° , nebo pak rozhraní TTL, kde jsou generovány skokově dvě hodnoty napětí taktéž posunuty fázově o 90° . [22]

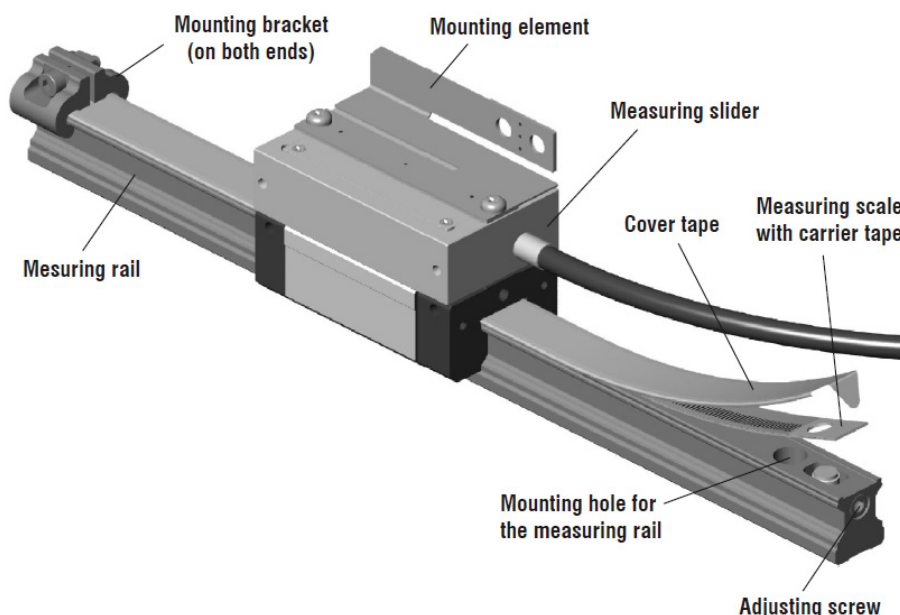
Z nabídky Heidenhainu pro odměřování délky více jak 4900 [mm] je možnost použít typ odměřování „LB 382C“ jako inkrementální lineární snímač. Jedná se o pravítko se stupnicí „AURODUR“, která obsahuje vysoce lesklé zlaté čárky a matně leptané mezery na ocelovém podkladu. Optické pravítko má možnost pro větší ochranu použít přetlakování, tzn., že pustíme filtrovaný vzduch o určitém tlaku do pravítka a tím pádem zamezíme nečistotám proniknout dovnitř. [21]



Obr. 6.1 Konstrukce optického pravítka [21]

Z důvodu použití hydrostatického vedení v této ose stroje je podmínkou, aby odměřovací systém odolával olejové mlze, která bude přítomna v blízkosti vodících ploch. Z tohoto důvodu optické pravítko i přes přetlakování není nejvhodnější, jelikož ve vypnutém stavu se vypne i přívod tlakového vzduchu do pravítka a olejová mlha může způsobit zanesení přesně vyleptaných rysek na ocelovém podkladu a odměřování nemusí pak správně fungovat. I přes těsnění a přetlakovací systém by mohla olejová mlha částečně pronikat, proto bude vhodnější zvolit jiný způsob odměřování.

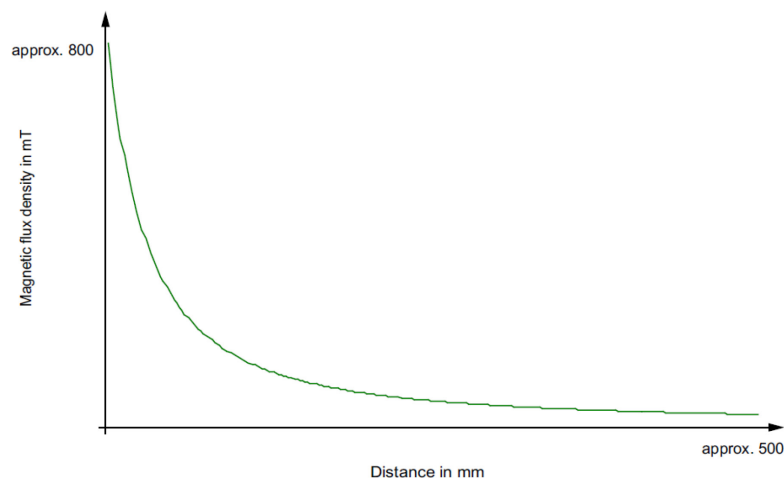
Rakouská firma AMO nabízí pro obráběcí stroje zapouzdřené odměřování založené na indukčním principu s označením LMI, které je vhodné i při použití s lineárním motorem. Měřicí pásek je vložen do drážky v kolejnici, na které je vozík a na něm je přimontována měřící hlava, viz další obrázek. Díky tomuto principu se není třeba obávat nefunkčnosti způsobené zanesením olejem, dokonce olejová mlha bude prospívat lineární kolejnici s vozíkem a bude ji pomáhat mazat. Tento systém je sice náchylnější na hrubší nečistoty, které se mohou dostat do vozíku (oproti systému s optickým pravítkem), ale hrubé nečistoty by se neměly vůbec pod kryty dostat. To i z důvodů hydrostatického vedení, pro které by nečistoty mohly způsobit nefunkčnost systému. Jako nevýhodu je možno určit dovedení mazacího oleje do vozíku, který bude mazat valivé elementy uvnitř. U Heidenhain systému bychom zase museli přivést tlakový vzduch, tudíž vyvstává stejný problém s přívodem. [23]



Obr. 6.2 Odměřovací systém AMOSIN – LMI [23]

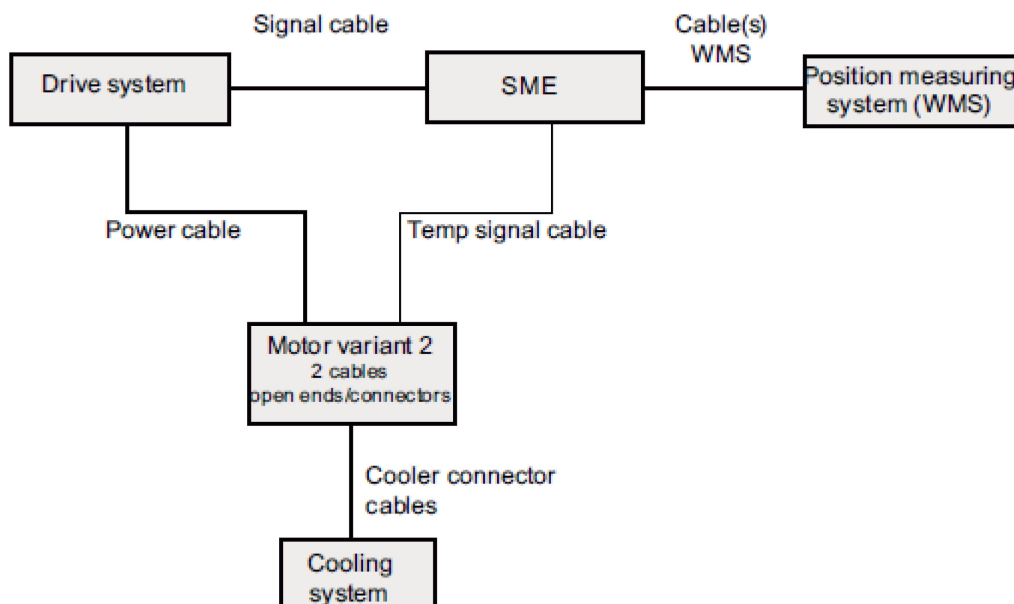
Podle teorie měřících systémů a řízení je dobré tyto snímače umístit co nejblíže pohonného prvku a řezného procesu. Dalším nepsaným pravidlem bývá tuhý držák samotné snímací hlavy. Z důvodu aplikace k lineárnímu motoru je potřeba uvědomit si, že sekundární díl lineárního motoru je prakticky silným magnetem, tudíž vše ve své blízkosti bude přitahovat. Dle katalogu Siemens u zvoleného typu motoru je největší přitažlivá síla 16260 [N]. Proto by nebylo vhodné umístit lineární pravítko v přímé blízkosti motoru. Se vzdáleností tato síla klesá, což dokazuje diagram níže. Dalším „problémem“ je použití tuhého držáku snímací hlavy s hydrostatickým vedením, jelikož při zapnutí stroje se „stůl“ zvedne do pracovní polohy, tedy o pár setin milimetrů. Proto bude vhodné použít montážní pružinu, dodávanou s odměřovacím systémem AMOSIN, která toto eliminuje.

Tato pružina neboli držák je tuhý, ale pouze ve směru odměřování a díky připevnění snímací hlavě na vozík, který je veden kolejnicí, je zajištěna správná funkce systému.



Obr. 6.3 Intenzita magnetického pole sekundárního dílu klesající ze vzdáleností [18]

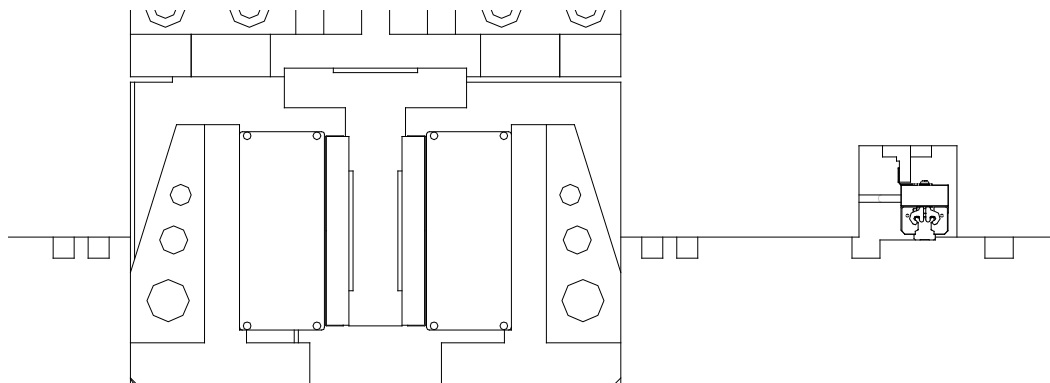
Komunikace odměřovacího systému s lineárním motorem funguje přes Siemens modul SME. Zapojení je vidět na obrázku níže, kdy odměřovací systém je zapojen do SME modulu, který je dále propojen s řídicím systémem a motorem. V závislosti na tom, zda se jedná o absolutní nebo o inkrementální odměřování, je použit externí modul SME 120 (inkrementální) nebo 125 (absolutní). V našem případě tedy budeme potřebovat modul SME 120. Napájení samotného lineárního motoru Siemens 1FN3 zajišťuje měnič Sinamics S210, který komunikuje přes sběrnici Drive-CLiQ s externím modulem SME. [14]



Obr. 6.4 Propojení motoru s řídicím systémem [18]

Specifikace pro nákup je dle katalogu AMOSIN následující:

- Měřicí hlava „LMK-3151.3-0-9,9-4“
Výstupní signál 1 Vpp, perioda 20 [μm], kabel 9,9 [m], konektor Connei
- Měřicí vedení „LMF-3150.03-5110-K240“
Přesnost +/- 3 [μm], měřicí délka 5110 [mm], kódované ref. značky K240
znamená 240 základních period měřicího vedení, tj. $240 \times 0,5 \text{ [mm]} = 120 \text{ [mm]}$



Obr. 6.5 Návrh zástavby odměřovacího systému - nárys

Délka měřicího vedení je volena delší pro případ selhání stroje, když by stůl najel na koncové dorazy a mohl by se tak zbytečně zničit odměřovací systém.

6 Návrh chlazení lineárního motoru

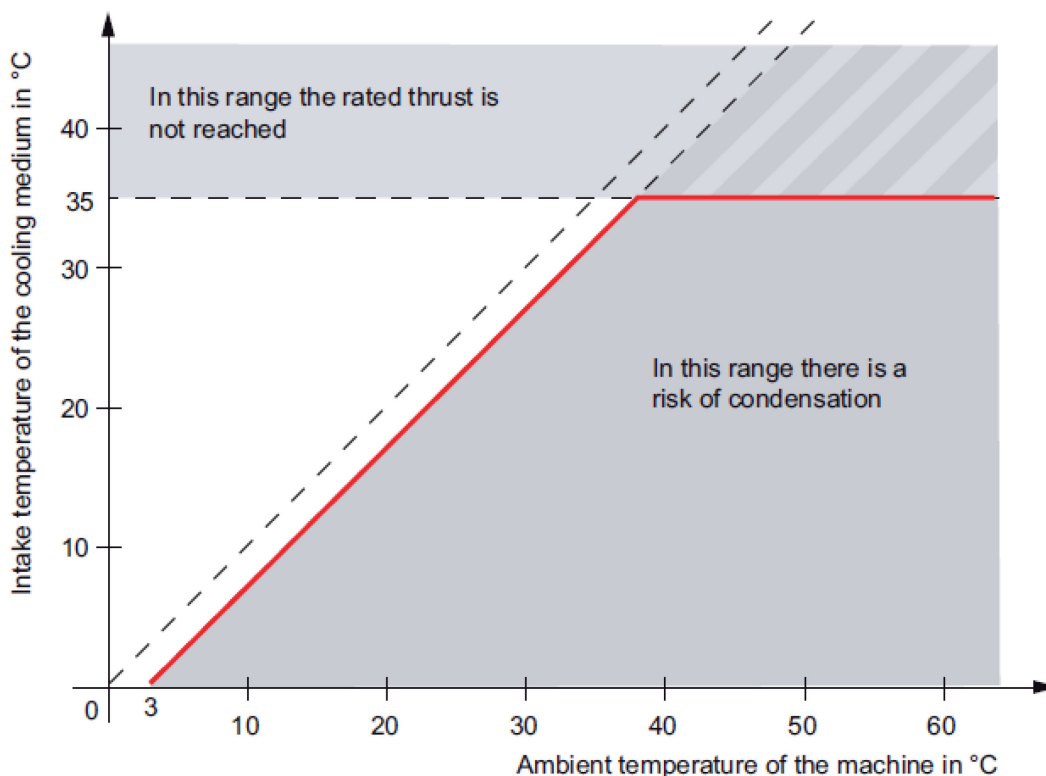
Jelikož všechna zařízení a stroje nemají stoprocentní účinnost, musíme počítat, že určitá část energie se přemění většinou na teplo. Pro správnou funkci motoru se proto musí motorové části ochlazovat. Pokud by zatížení motoru bylo pouze malé, mohlo by stačit i chlazení pouze okolním vzduchem. Toto ve většině případů však nestačí, protože výkony těchto motorů jsou velké a zatížení také.

Motory Siemens řady 1FN3 mají v sobě již standardně zabudovány do primární části, kde se nachází vinutí motoru, vnitřní chladič na chladicí kapalinu. V této řadě motorů je možnost ve volitelném příslušenství zvolit kromě základního integrovaného chladiče také přídatný chladič na primární část a chladiče na sekundární části. Toto příslušenství je dobře patrné z obrázku č. 3.11.

V katalogu Siemens je uvedeno, že největší podíl na chlazení má integrovaný chladič, který pokryje 85 až 90 [%] veškerého vyzářeného tepla. Sekundární chladič pak má vliv mezi 5 až 8 procenty a přídatný chladič na primární část má vliv někde kolem 2 až 10 procent. Výběr těchto přídatných chladičů je doporučován v případech, že teplo vyzářené z motoru může mít negativní vliv na okolní mechanickou konstrukci stroje a za další, pokud je požadována vysoká přesnost stroje. V našem případě bude vliv na konstrukci eliminovat použitý granit a v případě požadavku na přesnost je nutno říci, že tato přesnost je myšlena na přesnost polohování a ta v tomto případě není moc důležitá, protože díry, které se budou vrtat do pinol, nemusí mít takovou extrémní přesnost. Přesnost je vyžadována na vodících plochách pinol, což přídatné chlazení neovlivní. Z toho vyplývá, že budu volit pouze chlazení se základním integrovaným chladičem. Protože znám přesné parametry maximálního možného přenosu tepelného výkonu vestavěného chladiče v primární části motoru, budu dimenzovat chladicí agregát dle tohoto. Tento chladič dokáže přenést maximální výkon dle katalogu 2035 [W], což je pro mě vlastně limitující, protože i kdybych měl sebevětší chladicí agregát, přes tento chladič neprojde větší výkon. Jelikož jsou v konstrukci použity dva tyto motory, potřebný výkon pro zvolení chladicího agregátu vynásobím dvakrát. [18]

Vstupní chladicí voda s antikorozními přísadami musí mít maximální vstupní teplotu do chladiče 35 [°C]. Pokud by byla vyšší, mohou se změnit jmenovité síly motoru. Maximální teplota sekundárních částí může dosáhnout 70 [°C], jinak může dojít k odmagnetizování permanentních magnetů. Pokud bych použil chladič na sekundární části, musel bych nejprve dovést chladicí medium k nim, a poté až do chladičů v primárních dílech, což by mírně zkomplikovalo řešení přívodů. Maximální přípustný tlak do chladicího systému motoru je 10 [bar]. Dalším problémem, který může nastat, a

musíme se mu vyhnout, je kondenzace. Při určení teploty chlazení máme dvě omezení, výkon motoru a kondenzaci. Čím nižší je vstupní teplota média do chladiče motoru, tím vyšší tepelné ztráty motoru mohou být „odejmuty“, a tím se může zvýšit výkon motoru. Pokud ale chladicí kapalina bude mít o hodně nižší teplotu než je teplota okolí, může se začít srážet voda na chlazených částech, čemuž musíme zabránit. Doporučení Siemens je, aby chladicí médium mělo vždy maximálně o tři stupně nižší tepotu než je teplota okolního vzduchu, to je patrné i z obrázku č. 7.1. [18]



Obr. 7.1 Omezení teplotního rozsahu chladicího média [18]

Volbu chladicího agregátu provedu z nabídky od firmy Rittal, jelikož je standardním dodavatelem těchto agregátů a elektrických skříní pro firmu, která tento stroj bude realizovat. Využití těchto agregátů mají uplatnění v celé řadě průmyslových odvětví, např. pro chlazení částí strojních zařízení pro obrábění (chlazení motorů, vřeten, plášťů svařovacích hlavic, lisovacích forem aj.), obráběcího či obráběného materiálu a v neposlední řadě i k chlazení rozváděčových skříní. [24]

Potřebný chladicí výkon je tedy 4070 [W] (2x motorový chladič o výkonu 2035 [W]). Pro tyto účely bude nejvhodnější zvolit typ chladicího agregátu s nepřímým chladicím systémem. Princip nepřímého chlazení spočívá v cirkulaci chladicího média v uzavřeném chladicím okruhu, kde dochází k přenosu tepelného ztrátového výkonu ze spotřebiče na médium. Ohřáté médium ze spotřebiče je dopraveno pomocí čerpadla integrovaného v jednotce do výměníku zařízení pro nepřímé chlazení, kde je ochlazen.

Regulace teploty média použitá v jednotkách Rittal umožňuje dosáhnout vysoké stálosti teploty, případně i možnosti plynulé změny teploty, například v závislosti na změně okolní teploty či změně aktuální teploty daného spotřebiče. V tomto případě bude stačit pevně nastavit vstupní teplotu chladicí kapaliny na teplotu o tři stupně nižší než je teplota v klimatizované hale (20[°C]) tedy na 17 [°C] a zabrání tímto nežádoucí kondenzaci. V tomto rozsahu chladicího výkonu budeme vybírat z řady „Mini“, která má užitečný výkon od jednoho až do šesti kilowatt, kde potřebuji vybrat agregát s chladicím výkonem něco přes 4 [kW]. [24]

Nejbližší vyšší je agregát s výkonem 4,5 [kW], označení agregátu pro nákup je: „SK 3334.600“. Vyšší volím raději z důvodů určitých ztrát v hadicích a trubkách. Tento agregát splňuje požadavky na velikost průtoku i tlak.

Při navrhování chladicího obvodu musíme specifikovat, jaká kapalina bude obíhat v chladicím okruhu. To je většinou specifikací výrobců chladičů a chladicích agregátů. Tyto specifikace od chlazeného i chladicího zařízení musí spolu korespondovat. Pokud bychom použili neupravenou vodu, např. z městského vodovodu, můžou nastat zhoršené podmínky pro chlazení, případně až značné škody. Požadavky na chladicí médium jsou proto následující dle [18]:

- Maximální přípustná velikost částic v chladicím médiu je do 100 [μm].
Koncentrace chloridů a sulfátů: 100 [mg/dm³]. Hodnota pH v rozmezí hodnot od 6,5 do 9,5. Použitá voda obsahuje maximálně 2 [g/dm³] rozpuštěných minerálních solí a je z velké části zbavena dusičnanů a fosfátů. Vhodná směs je 25 až 30 [%] základu vody s etylenglykolem, s bodem mrazu o teplotě nejméně do -5 [°C]

Ať už Siemens nebo Rittal u těchto vybraných produktů, definuje chladicí kapalinu jako směs vody s etylenglykolem, zkráceně pak glykolem v určitém poměru. Rittal potom nabízí již přichystanou směs vody s glykolem v poměrech 1:4 pro standardní použití či 1:2 pro venkovní použití. Já použiji standardní poměr 1:4, což odpovídá i definici od Siemensu. Vybraný chladicí agregát má nádrž pro chladicí kapalinu 30 [dm³], tedy pro zaplnění agregátu s vedením a dvou integrovaných chladičů budou s určitou rezervou stačit dva kanystry s objemem 25 [dm³]. Tedy specifikační číslo je pro objednání od Rittalu „SK 3301.965“.

7 Návrh koncových dorazů při selhání

Selhání pohonu v ose x může nastat v případě, že se přeruší přívod elektrické energie, nebo nastane výpadek proudu, dále nastane-li chyba v řídicím nebo odměřovacím systému, či jiná těžko předpokládaná chyba. Jako konstruktér musím uvažovat nejhorší stav, a ten si definuji následovně. Předpokládám, že při poruše nejenže nepůjde pohyb řídit a zastavit, ale dokonce při "zpomalení" systém bude chtít udržet svou rychlost, tedy předpokládám, že od počátku nárazu do dorazu bude působit motor svou maximální silou proti němu. Tento stav je sice dosti nepravděpodobný, ale při selhání stroje může jít o lidský život.



Obr. 8.1 Bezpečnostní tlumič od firmy Ace [30]

Pokud by stroj najížděl do koncových dorazů často, bylo by vhodné použít nějaký průmyslový hydraulický tlumič, např. od firmy Ace. Protože ale uvažuji, že tento doraz bude pouze bezpečnostní, bude vhodnější volbou polyuretanový elastomery od firmy P+S Polyurethan-Elastomere GmbH & Co. KG.



Obr. 8.2 Elastomery od firmy P+S Polyurethan-Elastomere [25]

Tato firma nabízí několik řad a velikostí těchto dorazů, kde volba velikosti závisí na energii nárazu, kterou jsem spočítal. Jestliže je ale dodávána energie, respektive síla, při zpomalení, musím ji do výpočtu zahrnout. To se ale promítne do zvoleného dorazu, protože každý doraz se zdeformuje na jiné dráze, takže volba probíhala určitou

optimalizací. Ve výsledku byl vybrán polyuretanový doraz, který je víceméně předimenzovaný, to ale ze skladových důvodů, protože daná firma již tyto dorazy používá na jiných projektech. Ze zástavových důvodů konstrukce budu uvažovat na každé straně o dvou dorazech, které budou umístěny zrcadlově vůči ose stolu pro rovnoměrné působení sil, aby nedošlo k destrukci určitých konstrukčních prvků při nárazu.

Specifikace vybraných dorazů je „202 123 045 (D=125, H=190)“.

Energie potřebná pro zastavení stolové části na nulovou rychlost:

$$E_{k1} = \frac{1}{2} \cdot m_c \cdot v_s^2 = \frac{1}{2} \cdot 6500 \cdot 0,0667^2 = 14,5 \text{ [J]} \quad (8.1)$$

kde E_{k1} kinetická energie stolové části při určité rychlosti [J]

Kinetická energie při působení síly pro dorovnávání rychlosti neboli energie do zastavení, kdy zastavení bude probíhat u konkrétních dvou dorazů na dráze 40 [mm].

$$E_{k2} = \frac{F_{max}}{2} \cdot s_D = \frac{11740}{2} \cdot 0,040 = 235 \text{ [J]} \quad (8.2)$$

kde E_{k2} kinetická energie při maximální síle motoru na určité dráze [J]

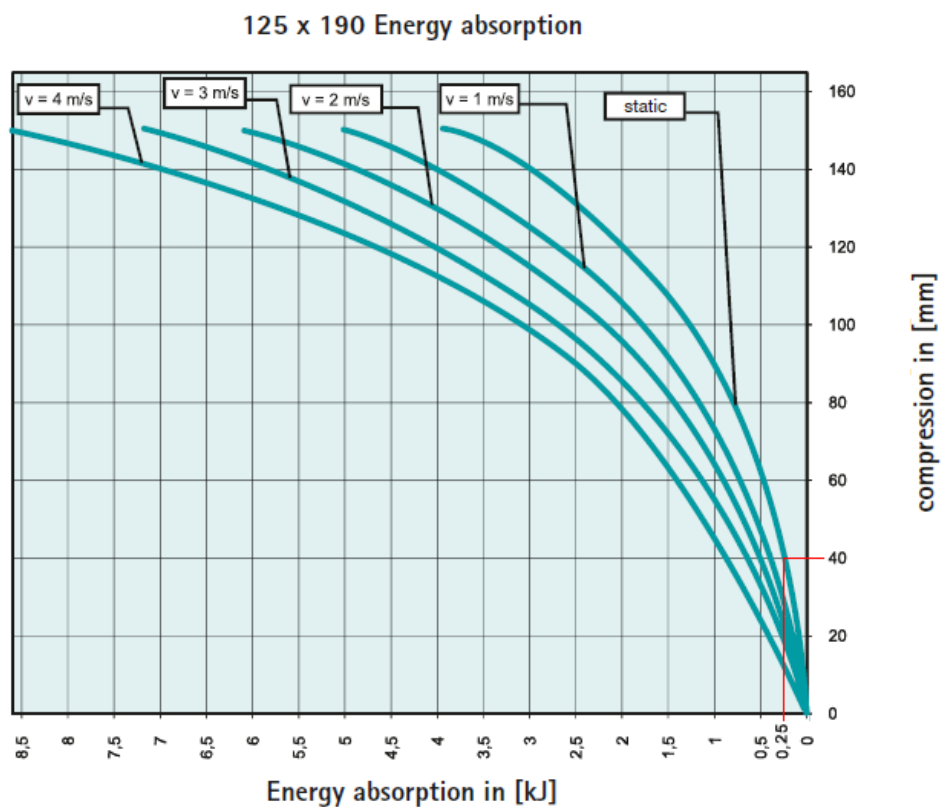
s_D dráha do zastavení [m]

Celková kinetická energie pro zastavení stolové části spotřebovaná jedním dorazem je:

$$E_k = E_{k1} + E_{k2} = 14,5 + 235 = 249,5 \text{ [J]} \quad (8.3)$$

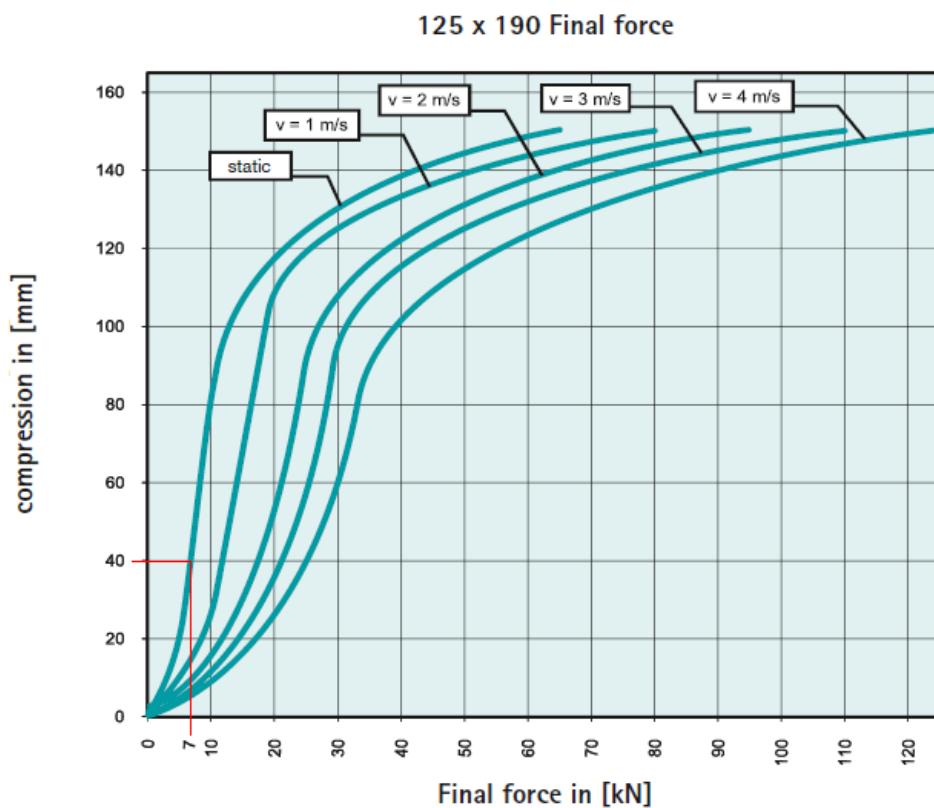
kde E_k celková kinetická energie na jeden doraz [J]

Při výběru z grafů stlačení dorazů jsem uvažoval statickou křivku, protože rychlost pojezdu bude velmi malá a blíží se více statické než křivce rychlosti jednoho metru za vteřinu. V následujících grafech z katalogu jsem vyznačil červenou křivkou parametry dle tohoto případu.



Obr. 8.3 Závislost absorbované energie na stlačení [25]

Celková síla nárazu bude zhruba kolem 7 [kN], tato síla bude působit na držák dorazů. Držák bude proto pevný svařenec, konstruovaný na tuto zátěž.



Obr. 8.4 Závislost stlačení na výsledné síle nárazu [25]

8 Návrh plánu údržby

Lineární motor jako takový je víceméně bezúdržbový. Tím, že nejde o točivý stroj, nejsou zapotřebí ložiska pro uložení hřídele s rotorem, které jsou nejčastějším zdrojem poruch, nemusíme tedy kontrolovat jejich stav a mazat je. Dále nemáme žádnou spojku a převody tak, jako je tomu např. u kuličkového šroubu, které taktéž mohou způsobovat vůli v systému pohonu a je potřeba se o ně starat při údržbě. Jedinou možnou kontrolní činností je kontrola elektrického vinutí motoru či měření jeho elektrických veličin, jako je odpor vinutí nebo záběrný proud apod., které pak odpovídají základním parametrům motoru a to jeho rychlosti a síle. Rychlost a velikost zatížení motoru lze sledovat v určitém režimu řídicího systému. Existují diagnostické metody, které by případný problém na vinutí mohly odhalit.

Problémy na vinutí by bylo možné jednoduše odhalit při pochůzkových kontrolách trendovou analýzou pomocí termovize. Muselo by však jít o pravidelnou kontrolu, což je dnešní trend, který nám přináší spolehlivost strojů. Pro bližší a přesnější určení problému by bylo možné použití další metody technické diagnostiky a to ultrazvukové metody, která ale vyžaduje bližší přístup k motoru. Bohužel pro standardní pochůzkovou činnost by toto nebylo vhodné a možné, z důvodu nutnosti téměř hermeticky uzavřeného motorového prostoru kvůli čistotě prostředí pro motory a především pak pro olej na hydrostatiku. Pro běh lineárního motoru je důležitá čistota mezi primární částí a sekundární částí. Tudíž ultrazvukové metody by šlo použít až při odhalení konkrétního problému na primární části motoru.

Další důležitou součástí běhu lineárního motoru je jeho chlazení. Chladicí kapalina musí splňovat určitá kritéria, zmíněná v kapitole zabývající se návrhem chlazení. Tato kritéria je důležité překontrolovat před napuštěním systému chladicí kapalinou. Při běhu chlazení pak kapalina nemá možnost usazovat a zanášet hadice. Pokud by však k zanesení došlo, je v systému zabudován ventil, který by při zvýšeném tlaku přepustil kapalinu do jiné nádrže. Následně by hlídač hladiny signalizoval, že v chladicím systému chybí chladicí kapalina a řídicí systém by měl vypnout veškeré pohony, pokud by tak nebylo učiněno dříve kvůli překročení hlídání teploty na primární části. Tento systém je tedy prakticky bezúdržbový, protože kapalina obíhá v uzavřeném systému. Dále je ale nutné, aby chladicí médium bylo vyměněno po jednorocním provozu stroje, z důvodu chemické stability.

Další možné problémy může způsobit kondenzovaná voda kvůli příliš nízké nastavené teplotě média z chladicího okruhu. Proto je doporučováno chladicí médium ochlazovat dle teploty okolního vzduchu, respektive maximálně na teplotu o tři stupně

nižší než teplota okolí. Z těchto důvodů bych doporučoval vizuální kontrolu částí motoru při provádění další údržby v těchto částech stroje.

Za běhu stroje, tedy při posuvu v ose x, nesmí dojít ke kontaktu primárního dílu motoru se sekundárním, jinak by se mohly tyto části porušit a znehodnotit. V případě, že by došlo k havárii stroje, je nutné, aby tyto části byly před opětovným spuštěním překontrolovány. To z důvodu, aby případně uvolněné části neporušily ty ostatní, které byly v pořádku. Minimalizují se tak případné časové prodlevy výroby a celkové finanční ztráty. V prostoru motorové části se nesmí nacházet cizí předměty.

Pro bezporuchový běh osy je potřeba pravidelně kontrolovat, zda je pohyb v ose x volný bez náznaků drhnutí. Je nutné, aby při zaznamenání jakýchkoliv nestandardních, či neobvyklých změn při běhu stroje, byl stroj odstaven a zjištěn aktuální stav, aby nedošlo k poškození důležitých komponent stroje. Pokud nastanou určité problémy s přesností nastavení polohy, může to znamenat potřebu provést údržbové práce. Spotřeba pohonu může taktéž poukázat na problém, proto je nutné ve stanovených intervalech porovnat hodnoty spotřeby ze zkušebního cyklu pohonu, který je definován v návodu k motoru, s referenčními hodnotami. Tyto stavy jsou ale nepřípustné, protože svědčí již o projevu určitého problému, který musí být odstraněn. Proto je důležité provádět kontroly v pravidelných intervalech, aby nemuselo dojít ke zbytečnému zastavení stroje.

9 Závěr

Lineární motory jsou moderními typy pohonů nejen při využití u obráběcích strojů. Tyto motory nejsou zatím standardně využívány u klasických koncepcí obráběcích strojů především z důvodu ceny. Je však možné toto rozšíření předpokládat, proto je důležité znát požadavky na tuto technologii a možnosti jejího využití. Volba pohonu a jeho zástavby je jedno z důležitých rozhodnutí při konstrukci obráběcího stroje, které budou celkově ovlivňovat chod stroje.

Jedním z cílů mé diplomové práce bylo zjistit aktuální stav techniky lineárních motorů, jejich možnosti a dostupné parametry. Nakonec byl zvolen výrobce lineárních motorů Siemens, od této volby se odvíjely další návrhy, jako je vhodný typ lineárního motoru a jeho velikost, respektive parametry a zvolená zástavba. Nejprve však bylo nutné navrhnout možnou zástavbu do granitového ložete, jelikož toto není standardně využívaný materiál pro konstrukci obráběcích strojů, ale využívá se především u přesných obráběcích strojů z důvodu jeho stability. Bylo nutné přihlídnout k technologickým možnostem jeho výroby, tedy opracování.

Provedl jsem návrh několika možností zástavby, jejich zhodnocení a vybrání té nejvhodnější. Nakonec byl zvolen návrh se zdvojenými lineárními motory, otočenými vůči sobě tak, aby se vyrušily působící přitažlivé síly mezi primárními a sekundárními částmi motorů. Z důvodu možností přívodů vodičů jsem určil, že primární díly motoru budou stacionárně upevněny na ložeti a sekundární budou pohyblivě připevněny na stolové části.

Pro stanovení správných parametrů lineárních motorů bylo nutné určit nejhorší zátěžný cyklus pro tento pohon. Tento cyklus byl stanoven na základě výpočtů sil, působících na soustavu. Pohon byl zvolen na základě dvou postupů, nejprve jsem provedl výpočet ze stanoveného cyklu a zvolil motory podle potřebné tažné síly, následně jsem provedl návrh motoru i výpočtovým programem od Siemesu. Z těchto návrhů byl nakonec zvolen optimální pohon se dvěma lineárními motory typu 1FN3300-4NB80-0BA1. Následně jsem rozpracoval zvolenou zástavbu dle zvolené velikosti lineárního motoru. Provedl jsem nezbytné kontrolní výpočty u navržených konstrukčních dílů, příslušných šroubových spojů a MKP analýzu navržených svařenců.

Pro správnou funkci v zástavbě obráběcího stroje je důležité také jeho propojení s odměřovacím systémem. Proto byl proveden návrh vhodného odměřovacího systému, který zaručí přesné polohování v této x-ové ose stroje.

U motorů je důležité odvést ztrátovou energii, tedy vyzářené teplo, do okolí. Jinak tomu není u lineárních motorů, které jsou díky svým výkonům potřeba chladit většinou kapalinovým chlazením. Proto jsem pro zvolené motory navrhl vhodný chladicí agregát se všemi potřebnými vytypovanými komponenty pro kompletní možnou montáž.

Dalším návrhem této práce byl návrh pevných dorazů, to především z důvodu bezpečnosti stroje při jeho možném selhání. To kvůli kombinaci hydrostatického vedení s lineárním motorem, kde při selhání řídicích prvků by bylo možné, že stolová část by bez větších problémů mohla vyjet z ložové části a někoho třeba i zranit. Proto byl zvolen vhodný typ pevných dorazů, které toto riziko eliminují. Nakonec byl v diplomové práci proveden návrh údržby na zvolenou konstrukci, kde byly zmíněny návrhy a zásady použití této konstrukce. Navržené komponenty jsou výkresovou přílohou této práce. Tímto jsou tedy všechny cíle diplomové práce splněny.

Seznam použité literatury

- [1] Článek o lineárních pohonech Hiwin. T+T Technika a trh. [cit. 2011-2-9]. Dostupný z WWW: <http://www.hiwin.cz/pdf/clanek_o_linearnich_motorech_-_technika_a_trh.pdf>.
- [2] *Elektromotor*, Otevřená encyklopedie Wikipedie. [cit. 2011-2-9]. Dostupný z WWW: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Elektromotor#Obecn.C3.A9_vlastnosti_komut.C3.A1torov.C3.BDch_stroj.C5.AF>
- [3] UHER, Petr. *Bezželezné lineární motory*. Automa: Časopis pro automatizační techniku. [online]. 2006, č. 1. ISSN 1210-9592. [cit. 2011-2-9]. Dostupný z WWW: <http://www.odbornecasopisy.cz/index.php?id_document=30889>
- [4] MAREK, Jiří. *Konstrukce CNC obráběcích strojů*. MM Průmyslové spektrum – speciální vydání, 2006, 282s. ISSN 1212-2572
- [5] MAČÁLÍK, Tomáš. *Analýza chování servopohonů u systému CNC firmy Siemens*. Zlín, 2010. 83 s. Univerzita Tomáše Baťi ve Zlíně. Vedoucí diplomové práce Hruška, František. [cit. 2011-2-18]. Dostupný z WWW: <http://dspace.knihovna.utb.cz/bitstream/handle/10563/13805/máčalík_2010_dp.pdf?sequence=1>
- [6] VUES Brno s. r. o. *Produktové listy – úvod*. [cit. 2011-3-18]. Dostupný z WWW: <<http://www.vues.cz/doc/?docid=73>>
- [7] VANĚK, Josef. *Beton a přírodní žula při výrobě loží a rámců obráběcích strojů*. [cit. 2011-2-18]. Dostupný z WWW: <<http://kovotech.kvalitne.cz/view.php?cisloclanku=2006032701>>
- [8] Studijní materiály ze SPŠSE a VOŠ Liberec, *Rotační a lineární krokové motory*. [cit. 2011-3-18]. Dostupný z WWW: <http://www.pslib.cz/pe/skola/studijni_materialy/motory/linear/Rota%e8n%ed%20a%20line%e1rn%ed%20krokov%e9%20motory.doc>
- [9] LASÁK, Pavel. *Lineární motor*. [cit. 2011-2-20]. Dostupný z WWW: <<http://pavel.lasakovi.com/projekty/elektrotechnika/linearni-motor/>>

- [10] ŠABATA, František. *Servomotory a lineární motory Siemens*. AUTOMATIZACE: Odborný časopis pro automatizaci, měření a inženýrskou informatiku. [online]. Duben, 2009, č. 4. [cit. 2011-3-16]. Dostupný z WWW: <<http://www.automatizace.cz/download.php?d=QXRtX0FydGljbGUscGRmX2FydCwyNTA3>>
- [11] Studijní materiály předmětu „Nauka o materiálu“ VŠB-TUO, Katedry 339, *Přednáška č. 12 - Keramické materiály a anorganická nekovová skla*. [cit. 2011-3-16]. Dostupný z WWW: <http://www.339.vsb.cz/nauka_o_materialu/Slide12_KeramickeMaterialy.pdf>
- [12] VIGNER, Miroslav, PŘIKRYL, Zdeněk, a kolektiv. *Obrábění*. SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1984, 808s.
- [13] PŘIKRYL, Zdeněk., MUSÍLKOVÁ, Rosa. *Teorie obrábění*. SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1982, 240s.
- [14] SOUČEK, Pavel, MORAVEC, Jan. *Pohony posuvů NC strojů podle EMO 2009 v Miláně*. [cit. 2011-3-18]. Dostupný z WWW: <http://www.czspos.cz/akce/20100225.emo2009/15_pohony_posuvu_NC_stroju.pdf> [cit. 2011-3-5].
- [15] STUDENÝ, Jaromír. Tisková zpráva SIEMENS: *Zlatý Amper pro společnost Siemens za novou koncepci lineárního elektromotoru*. [cit. 2011-3-5]. Dostupný z WWW: <<http://www.siemens.cz/siemjet/cz/home/press/releases/new/Main/52729.jet>>
- [16] E. Reitz Natursteintechnik. *Informace o granitu, obrázky*. [cit. 2011-3-5]. Dostupný z WWW: <<http://www.reitz-natursteintechnik.de/>>
- [17] Siemens AG. *Direct drives*. Germany, 2011. 64 s. [cit. 2011-16-3]. Dostupný z WWW: <<http://www1.siemens.cz/ad/current/file.php?fh=c0b661a1a6&aid=895240>>
- [18] Siemens AG. *SINAMICS S120, Peak and continuous load motors in the 1FN3 product family, Configuration Manual*. Germany, 08/2009. 485 s. [cit. 2011-2-4]. Dostupný z WWW: <http://www.automation.siemens.com/doconweb/pdf/SINAMICS_1109_E/PFN3LMS.pdf?p=1#page=1&view=FitBH,0&pagemode=none>
- [19] *Soubor vybraných stručně vypracovaných otázek*. [cit. 2011-3-16]. Dostupný z WWW: <<http://ubuntuone.com/p/ZPc/>>

- [20] Studijní materiály ZČU v Plzni, Fakulta strojní, Katedra konstruování strojů. *Měření objekt, přístroje a snímače*. [cit. 2011-14-4]. Dostupný z WWW: <http://home.zcu.cz/~formanek/mmvyuka/Data/mereni_polohy/uvod.htm>
- [21] DR. JOHANNES HEIDENHAIN GmbH. Výrobní program, lineární snímače polohy, dotyková měřidla, úhlové snímače polohy, rotační snímače, souvisle řídicí systémy, dotykové sondy, indikace polohy. Germany, 2007. 56 s. [cit. 2011-14-4]. Dostupný z WWW: <http://www.heidenhain.cz/fileadmin/pdb/media/img/350_457-C1.pdf>
- [22] DR. JOHANNES HEIDENHAIN GmbH. *Linear Encoders for Numerically Controlled Machine Tools*, Germany, 2010. 56 s. [cit. 2011-14-4]. Dostupný z WWW: <http://www.heidenhain.cz/fileadmin/pdb/media/img/571_470-24.pdf>
- [23] STUHLÍK, Hynek. *Indukční měřicí systémy pro obráběcí stroje*. [cit. 2011-14-4]. Dostupný z WWW: <http://gps.fme.vutbr.cz/STAH_INFO/2610_DANA_Stuchlik.pdf>
- [24] RYCHETSKÝ, L. *Zařízení pro nepřímé chlazení vody a chladicích emulzí*. MM Průmyslové spektrum: Strojírenský měsíčník přinášející aktuální technické informace z tuzemska i ze zahraničí. [online]. 2007, č. 4 [cit. 2011-14-4], s. 68. Dostupný z WWW: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/zarizeni-pro-neprime-chlazení-vody-a-chladicich-emulzi>>
- [24] RYCHETSKÝ, L. *Zařízení pro nepřímé chlazení vody a chladicích emulzí*. MM Průmyslové spektrum: Strojírenský měsíčník přinášející aktuální technické informace z tuzemska i ze zahraničí. [online]. 2007, č. 4 [cit. 2011-14-4], s. 68. Dostupný z WWW: <<http://www.mmspektrum.com/clanek/zarizeni-pro-neprime-chlazení-vody-a-chladicich-emulzi>>
- [25] P+S Polyurethan-Elastomere GmbH & Co. KG. *Impact buffers made of Diepocell®*, 20 s. [cit. 2011-6-3]. Dostupný z WWW: <<http://www.pus-polyurethan.de/englisch/puffer/Anschlagpuffer%GB.pdf>>
- [26] KASKA, Stanislav, KAPINUS, Lukáš. *Měření teplotního součinitele delkové roztažnosti kovů*. [cit. 2011-4-24]. Dostupný z WWW: <<http://mvt.ic.cz/jedna/zfm-mt/zfm-mt-10.pdf>>
- [27] LEINVEBER, Jan.: VÁVRA, Pavel.: *Strojnické tabulky*. 1. vyd. Úvaly: ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2003. 865 s. ISBN 80-86490-74-2
- [28] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2008. 90 s. ISBN 978-80-248-1290-8.

- [29] ELERT, Glenn. The Physics Factbook: *Coefficients of Friction for Granite*.
[cit. 2011-4-24]. Dostupný z WWW:
<<http://hypertextbook.com/facts/2005/granite.shtml>>
- [30] Obrázek bezpečnostního tlumiče [cit. 2011-4-28]. Dostupný z WWW:
<http://new.bibus.cz/pdf/Ace/ACE_katalog_2010_cz.pdf>
- [31] Obrázek ukázky z výkresu keramické pinoly. Interní zdroje zadávající firmy.

Seznam příloh

Příloha č. I: Zadané hodnoty v programu SINAMICS MICROMASTER SIZER

Příloha č. II: Technická zpráva vygenerovaná programem SINAMICS MICROMASTER SIZER

Příloha č. III: MKP Analýza navržených svařenců

Příloha č. IV: Parametry lineárního motoru Siemens 1FN3300-4NB80-0BA1
– výběr z katalogu

Příloha č. V: Výkres primární části motoru: 1FN3300-XNXXX-0BA1
– zdroj Siemens

Příloha č. VI: Výkres sekundární části motoru: 1FN3300-4SA00-0AA0
– zdroj Siemens

Příloha č. VII: Výkres č. 0345-02-00-001

Příloha č. VIII: Výkres č. 0345-02-01-001

Příloha č. IX: Výkres č. 0345-02-01-011

Příloha č. X: Výkres č. 0345-03-00-013

Příloha č. XI: Výkres č. 0345-03-00-014

Příloha č. XII: Výkres č. 0345-03-00-015

Příloha č. XIII: Výkres č. 0345-02-00-021

Příloha č. XIV: Výkres č. 0345-02-00-022

Příloha č. XV: Výkres č. 0345-81-00-001